

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Hassiba Benbouali de Chlef

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique



THÈSE

Présentée pour l'obtention du diplôme de

DOCTORAT

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Génie Mécanique

Par

Asma ABED

Thème :

Etude du comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents

Soutenue le 18/05/2017, devant le jury composé de :

Larbi LOUKARFI	Professeur	UHBChef	Président
Abdelkader NOUR	Professeur	UMBBoumerdes	Rapporteur
Ahmed BETTAHAR	Professeur	UHBChef	Examineur
Madjid MERIEM BENZIANE	MCA	UHBChef	Examineur
Hamou ZAHLOUL	Professeur	UHBChef	Directeur de thèse
Ahmed BOUZIDANE	Professeur	UIKTiaret	Codirecteur de thèse

Remerciements

En premier lieu et avant tout, je remercie Dieu le tout puissant qui m'a donné la volonté et le courage pour achever ce modeste travail.

Je tiens à remercier mon directeur de thèse, Professeur ZAHLOUL Hamou, pour la confiance qu'il m'a accordée en acceptant d'encadrer cette thèse, pour ses qualités pédagogiques, scientifiques et ses multiples conseils tout au long de ce travail doctoral.

Je remercie chaleureusement mon co-directeur de thèse, Professeur BOUZIDANE Ahmed, qui m'a accompagné depuis mon Master, pour sa disponibilité, son attention à mon travail, ses conseils avisés et ses encouragements ont été pour moi d'une grande importance dans le développement et dans la bonne réussite de cette recherche. Ses qualités scientifiques et humaines m'ont été d'une grande utilité pour mener à terme ce travail. Je lui adresse toute ma gratitude et ma profonde reconnaissance.

Je suis très sensible à l'honneur que me font, le Professeur LOUKARFI Larbi, du département de Génie Mécanique de l'université Hassiba Benbouali de Chlef, d'avoir accepté de présider le jury, le Professeur NOUR Abdelkader du département de Génie Mécanique de l'université de Boumerdes, le Professeur BETTAHAR Ahmed et Docteur MERIEM BENZIANE Madjid du département de Génie Mécanique de l'université de Chlef, d'avoir accepté d'examiner ce travail.

Mes remerciements s'adressent également aux enseignants et au personnel administratif du département de Génie Mécanique de l'université de Tiaret, où j'ai fait mes études de Licence et de Master, pour leurs conseils et encouragements, en particulier, le chef de département, monsieur GUEMMOUR Mohamed Boutkhil, pour son soutien durant ces années où j'étais honorée de faire partie du personnel administratif du département de Génie Mécanique.

Je prends aussi un réel plaisir à remercier chaleureusement mes ami(e)s, Amina, Mohamed, Aboubakeur, Souad et Sara, les futurs docteurs qui m'ont beaucoup encouragé et

soutenu pendant ces quatre années. Je leurs souhaite beaucoup de succès dans leurs études doctorales et dans leurs futures carrières.

Ces remerciements seraient incomplets s'ils ne s'adressent pas aussi à mes ami(e)s, en l'occurrence Yusuf, Amina, Imane, Youcef, Houssam, Shaimaa et Ghady qui ont été, malgré la distance, un grand soutien pour moi.

Enfin, ma reconnaissance va à ceux qui ont plus particulièrement assuré le soutien affectif dans cette recherche: ma famille, surtout ma mère, qui par sa présence et ses encouragements étaient pour moi les piliers fondateurs de ce que je suis et ce que je fais, mon cher frère Taqye Eddine et ma chère sœur Chaima.

ABED Asma

ملخص

في هذه الأطروحة، تم عرض محاكاة تعتمد على النظرية الخطية لدراسة تأثير استعمال سائل إلكترونيولوجي سلبي داخل صمّامات إلكترونية مطبقة على حوامل هيدروستاتيكية. الخصائص الستاتيكية و الديناميكية درست بدلالة الحقل الكهربائي لقيم مختلفة من معامل الضغط و معامل أبعاد الحامل. إضافة إلى ذلك، تم تقديم دراسة عن سعة الاهتزاز و القوة المرسلّة إلى الحامل. الحامل الذكيّ مكوّن من ثلاث مساند هيدروستاتيكية متطابقة. كلّ مسند يتمّ تغذيته بسائل إلكترونيولوجي سلبي من خلال صمّام إلكترونيولوجي. النتائج أظهرت أنّ الخصائص الستاتيكية و الديناميكية يمكن أنّ تتأثّر بشكل كبير بتطبيق الحقل الكهربائي. كما أظهر استعمال هذا النوع من الحوامل الذكيّة أنّ الاهتزازات و القوة المرسلّة إلى المسند يمكنها أن تنخفض بسبب تطبيق الحقل الكهربائي، خاصّة عند المرور بسرعات دوران حرجة.

Résumé

Une étude numérique basée sur la théorie linéaire est présentée dans cette thèse afin d'étudier l'effet de l'utilisation d'un fluide électrorhéologique négatif dans des valves électrorhéologiques appliquées à un palier hydrostatique. Les caractéristiques statiques et dynamiques ont été étudiées en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de pression et du rapport des dimensions du patin. Une étude sur l'amplitude de vibration et les forces transmises d'un rotor rigide supporté par le palier hydrostatique étudié a été aussi présentée. Le palier intelligent est composé de trois patins hydrostatiques identiques, alimentés par un fluide électrorhéologique négatif à travers une valve électrorhéologique. Les résultats numériques ont montré que les caractéristiques statiques et dynamiques peuvent être considérablement modifiées par l'application du champ électrique. L'utilisation de ce type de palier intelligent a montré que les vibrations et les forces transmises d'un rotor rigide peuvent être réduites en appliquant un champ électrique surtout lors de passage des vitesses critiques.

Abstract

A numerical study based on the linear theory is presented in this thesis in order to study the effect of using a negative electrorheological fluid in electrorheological valves applied to a hydrostatic bearing. The static and dynamic characteristics were studied as a function of the electric field for different values of the pressure ratio and the pad dimensions ratio. A study on the vibration amplitude and the transmitted forces of a rigid rotor supported by the hydrostatic bearing studied were also presented. The intelligent bearing is composed of three identical hydrostatic pads. Each pad is fed by a negative electrorheological fluid through an electrorheological valve. The numerical results showed that the static and dynamic characteristics can be considerably modified by the application of an electric field. The use of this type of intelligent bearing has shown that the vibrations and transmitted forces of a rigid rotor can be reduced by applying an electric field especially when passing through critical speeds.

Table des matières

Chapitre 1. Etude bibliographique

1.1. Introduction.....	4
1.2. Paliers.....	4
1.2.1. Roulements.....	5
1.2.2. Paliers magnétiques.....	6
1.2.3. Paliers hydrodynamiques.....	7
1.2.4. Film fluide amortisseur	9
1.2.5. Paliers hydrostatiques	10
1.2.5.1. Lubrification hydrostatique.....	10
1.2.5.2. Formation du film fluide hydrostatique.....	12
1.2.5.3. Avantages et inconvénients des paliers hydrostatiques	14
1.3. Fluides intelligents.....	14
1.3.1. Ferrofluides.....	14
1.3.2. Fluides magnétorhéologiques.....	16
1.3.3. Fluides électrorhéologiques	17
1.3.3.1. Définition d'un fluide électrorhéologique.....	17
1.3.3.2. Constitution d'un fluide électrorhéologique.....	18
1.3.3.3. Problèmes des fluides électrorhéologiques	19
1.3.3.4. Mécanisme des fluides électrorhéologiques.....	19
1.3.3.5. Comparaison entre les fluides électrorhéologiques et magnétorhéologiques.....	20
1.3.3.6. Applications des fluides électrorhéologiques.....	20
1.3.4. Nanofluides électrorhéologiques.....	20
1.3.5. Fluides électrorhéologiques négatifs.....	24
1.4. Contrôle de vibrations	27
1.5. Objectif de la thèse	33
1.6. Conclusion.....	34

Chapitre 2. Etude numérique d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques

2.1.	Introduction.....	36
2.2.	Schématisation d'un palier à trois patins hydrostatiques intelligents	36
2.3.	Valve électrorhéologique	38
2.4.	Calcul d'un palier hydrostatique.....	39
2.5.	Equation de Reynolds	39
2.5.1.	Conditions aux limites	41
2.6.	Calcul du champ de pression	41
2.6.1.	Discrétisation de l'équation de Reynolds.....	41
2.6.2.	Résolution numérique du système d'équations	43
2.6.3.	Conditions aux limites	45
2.7.	Caractéristiques de performance	45
2.7.1.	Charge portante	45
2.7.2.	Débit de lubrifiant	46
2.7.2.1.	Débit de lubrifiant sortant de l'alvéole	46
2.7.2.2.	Débit de la variation du volume dans l'alvéole.....	47
2.7.2.3.	Débit de lubrifiant total	48
2.7.3.	Débit de la valve électrorhéologique.....	48
2.7.4.	Pression d'alvéole	48
2.7.5.	Caractéristiques dynamiques	49
2.7.5.1.	Coefficients dynamiques d'une butée hydrostatique à simple effet.....	49
2.7.5.2.	Coefficients dynamiques équivalents	51
2.7.6.	Dynamique de rotor	51
2.8.	Conclusion.....	53

Chapitre 3. Résultats numériques et interprétations

3.1.	Introduction.....	56
3.2.	Organigramme de calcul	57
3.3.	Confirmation du modèle numérique	59
3.4.	Analyse de l'épaisseur du film.....	63
3.5.	Analyse du débit de lubrifiant.....	63
3.6.	Analyse du coefficient de raideur	65
3.7.	Analyse du coefficient d'amortissement.....	66
3.8.	Analyse de taux d'amortissement.....	68

3.9. Analyse de la fréquence naturelle.....	69
3.10. Analyse de vibration de rotor.....	71
3.10.1. Organigramme de calcul.....	71
3.10.2. Analyse de l'amplitude de vibration	71
3.10.3. Analyse de la force de transmissibilité.....	72
3.11. Conclusion	74
Conclusion générale et perspectives.....	75
Références bibliographiques.....	77

Liste des tableaux

Tableau 3.1	Paramètres de simulation.....	56
Tableau 3.2	Coefficients de raideur et d'amortissement pour $\beta = 0.65$	71

Liste des figures

Figure 1.1	Constitution de roulements. (a) roulement à billes. (b) roulement à rouleaux [6].....	05
Figure 1.2	Principe de fonctionnement d'un palier magnétique actif [8].....	06
Figure 1.3	Rotor supporté par des paliers magnétiques [9].....	07
Figure 1.4	Schématisation d'un palier hydrodynamique [10].....	08
Figure 1.5	Principe de la lubrification hydrodynamique [3].....	09
Figure 1.6	Schéma d'un film fluide amortisseur SFD	09
Figure 1.7	Schématisation d'une butée hydrostatique.....	10
Figure 1.8	Alimentation à débit constant	11
Figure 1.9	Alimentation à pression constante.....	11
Figure 1.10	Formation du film fluide dans une butée hydrostatique [13].....	13
Figure 1.11	Un ferrofluide. (a): Comportement d'un ferrofluide lorsqu'un champ magnétique est appliqué [16]. (b): La couche de surfactant autour d'une particule d'un ferrofluide [17].....	15
Figure 1.12	Schéma de principe d'un amortisseur à ferrofluide [18].....	16
Figure 1.13	Banc d'essai d'un MR-SFD [19].....	17
Figure 1.14	(a): Schéma d'un film fluide amortisseur magnétorhéologique MR-SFD [20]. (b): Vue en coupe transversale d'un amortisseur magnétorhéologique [21].....	17

Figure 1.15	Structure des particules d'un fluide ER sous champ électrique appliqué, $E=0$ kV/mm (a), $E=0.5$ kV/mm (b), $E=0.9$ kV/mm (c) [23].....	18
Figure 1.16	Nanoparticules dans le fluide électrorhéologique géant [30].....	21
Figure 1.17	Contrainte seuil en fonction du champ électrique [30].....	21
Figure 1.18	Contrainte seuil mesurée pour deux différentes tailles des particules dans un fluide électrorhéologique géant [31]	23
Figure 1.19	Viscosité apparente d'un nanofluide ER modifié (GER) en fonction du gradient de vitesse pour différentes valeurs de champ électrique, (a) nanoparticules (TiO _x /Cr/SDBS) de 58% de poids, (b) nanoparticules (TiO _x /Cr/SDBS) de 30% de poids [34].....	24
Figure 1.20	Viscosité en fonction du champ électrique, (a) effet ER négatif, (b) effet ER positif [25]	25
Figure 1.21	Viscosité apparente d'un fluide ER négatif en fonction du champ électrique pour différentes valeurs de la fraction volumique, $c=0.3$ (a), $c=0.2$ (b), $c=0.1$ (c), $c=0$ (d) [39].....	25
Figure 1.22	Variation du contrainte de cisaillement d'un fluide ER négatif en fonction du gradient du vitesse pour différentes valeurs du champ électrique, $E=0$ kV/mm (a), $E=0.5$ kV/mm (b), $E=0.7$ kv/mm (c), $E=1$ kV/mm (d), $E=1.5$ kV/mm (e), $E=3$ kV/mm (f) [39].....	26
Figure 1.23	Schéma d'un amortisseur électrorhéologique pour contrôler les vibrations d'un rotor [57].....	29
Figure 1.24	Banc d'essai d'un amortisseur électrorhéologique [60].....	30
Figure 1.25	Palier lisse alimenté par un fluide électrorhéologique [64].....	31
Figure 1.26	Squeeze film damper alimenté par un fluide électrorhéologique négatif [65].....	31
Figure 1.27	Palier à quatre patins hydrostatiques alimenté par un fluide électrorhéologique négatif [66].....	32

Figure 1.28	Palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques.....	33
Figure 2.1	Schématisation d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques.....	37
Figure 2.2	Système d'axe.....	38
Figure 2.3	Conditions aux limites d'une butée hydrostatique.....	40
Figure 2.4	Domaine de calcul.....	42
Figure 2.5	Description d'un nœud.....	42
Figure 2.6	Discrétisation d'un quart du domaine d'intégration.....	44
Figure 2.7	Débit sortant de l'alvéole.....	47
Figure 2.8	Schématisation de la valve électrorhéologique.....	48
Figure 2.9	Schématisation de la raideur et l'amortissement pour une butée hydrostatique.....	49
Figure 2.10	Rotor relatif à un palier hydrostatique à trois patins soumis à un balourd.....	52
Figure 3.1	Viscosité du fluide électrorhéologique négatif en fonction du champ électrique.....	57
Figure 3.2	Organigramme de calcul des caractéristiques de performance.....	58
Figure 3.3	Comparaison entre les résultats numériques et analytiques: variation de l'épaisseur du film en fonction de rapport de pression pour $A/B=1$	60
Figure 3.4	Comparaison entre les résultats numériques et analytiques: variation du coefficient de raideur en fonction de rapport de pression pour $E=0$ kV/mm et $A/B=1$	61
Figure 3.5	Comparaison entre les résultats numériques et analytiques: variation du coefficient de raideur en fonction de rapport de pression pour $E=0.7$ kV/mm et $A/B=1$	61

Figure 3.6	Comparaison entre les résultats numériques et analytiques: variation du coefficient de raideur en fonction de rapport de pression pour $E=1.5$ kV/mm et $A/B=1$	62
Figure 3.7	Comparaison entre les résultats numériques et analytiques: variation du coefficient de raideur en fonction de rapport de pression pour $E=3$ kV/mm et $A/B=1$	62
Figure 3.8	Epaisseur du film en fonction du rapport de pression pour différentes valeurs de rapport de dimensions.....	63
Figure 3.9	Débit en fonction du champ électrique pour différentes valeurs de rapport de pression.....	64
Figure 3.10	Débit en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de dimensions.....	64
Figure 3.11	Coefficient de raideur en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de pression.....	65
Figure 3.12	Coefficient de raideur en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de dimensions.....	66
Figure 3.13	Coefficient d'amortissement en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de pression.....	67
Figure 3.14	Coefficient d'amortissement en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de dimensions.....	67
Figure 3.15	Taux d'amortissement en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de pression.....	68
Figure 3.16	Taux d'amortissement en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de dimensions.....	69
Figure 3.17	Fréquence naturelle en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de pression.....	70
Figure 3.18	Fréquence naturelle en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de dimensions.....	70

Figure 3.19	Organigramme de calcul de l'amplitude de vibration et la force transmise....	72
Figure 3.20	Amplitude de vibration en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ électrique.....	73
Figure 3.21	Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ électrique.....	73

Nomenclature

A	longueur du patin [m]
A/B	rapport de dimensions du patin
$a/A = b/B$	rapport de dimensions de l'alvéole
a_v	largeur de la valve électrorhéologique [m]
B	largeur du patin [m]
C_{pi}	coefficient d'amortissement relatif à chaque patin [N.s/m]
C_p	coefficient d'amortissement équivalent [N.s/m]
e_x, e_y	excentricités suivant x et y respectivement
F_{pi}	force hydrostatique relative à chaque patin [N]
F_x, F_y	forces hydrostatiques suivant x et y respectivement [N]
h_o	épaisseur du film à excentricité égale à zéro [m]
h_i	épaisseur du film relatif à chaque patin [m]
K_{pi}	coefficient de raideur relatif à chaque patin [N/m]
K_p	coefficient de raideur équivalent [N/m]
l_v	longueur de la valve électrorhéologique [m]
M	masse du rotor [Kg]
P_i	champ de pression hydrostatique relatif à chaque patin [Pa]
P_{ri}	pression d'alvéole relatif à chaque patin [Pa]
P_s	pression d'alimentation [Pa]
Q_{ERVi}	débit à travers la valve électrorhéologique relatif à chaque patin [m ³ /s]

Q_{si}	débit sortant de l'alvéole relative à chaque patin [m^3/s]
$Q_{xi} ; Q_{zi}$	débit sortant de l'alvéole dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [m^3/s]
Q_{vi}	débit de la variation de volume pour chaque patin [m^3/s]
Q_T	débit de lubrifiant total [m^3/s]
S_b	surface du patin [m^2]
S_r	surface de l'alvéole [m^2]
$u_{xi} ; u_{zi}$	vitesses de fluide dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [m/s]
W_{pi}	charge portante pour chaque patin hydrostatique [N]
(x_i, z_i, y_i)	système des coordonnées utilisé dans l'équation de Reynolds
(x, y, z)	système des coordonnées utilisé pour décrire le mouvement du rotor
z_s	épaisseur du film de la valve électrorhéologique [m]
\dot{h}_i	vitesse d'écrasement du film pour chaque patin [m/s]
β_0	rapport de pression pour excentricité égale à zéro
ζ	Taux d'amortissement
μ_{ER0}	Viscosité du fluide électrorhéologique négatif pour $E=0$ kV/mm [Pa.s]
μ_{ER}	Viscosité du fluide électrorhéologique négatif [Pa.s]
ω	Fréquence d'excitation [rad/s]
ω_n	Fréquence naturelle [rad/s]

Introduction générale

Dans le domaine aéronautique, l'exigence d'atténuation des vibrations du rotor nécessite que les charges dynamiques transmises à travers les paliers soient minimisées, ce qui permet de réduire la sollicitation des supports dont le poids constitue une contrainte de conception, de répondre aux exigences sévères de fiabilité, et d'augmenter le confort vibratoire dans l'avion.

La nécessité de paliers intelligents, pour contrôler les vibrations de rotors et les forces transmises lors de passage des vitesses critiques, a motivé récemment le développement de systèmes de contrôle semi-actif des vibrations de rotors à grandes vitesses, utilisant dans le même traitement les matériaux passifs et actifs, afin d'assurer la fiabilité et la commandabilité, pour améliorer les performances de rotors sans affecter la sécurité de l'état de la machine. L'emploi de paliers fluides électrorhéologiques (ER) à patins hydrostatiques, contrôlés par des valves électrorhéologiques, constitue l'une des solutions techniques les plus intéressantes pour contrôler les vibrations des rotors lors du franchissement des fréquences critiques. Les paliers fluides ER sont considérés de type intelligent, suite à leur capacité d'adaptation rapide lors de l'application du champ électrique.

L'objectif de cette thèse est d'étudier numériquement le comportement statique et dynamique d'un palier fluide à trois patins hydrostatiques lubrifiés par un fluide électrorhéologique négatif à travers trois valves électrorhéologiques.

Cette thèse de doctorat est constituée de trois chapitres :

Le premier chapitre est consacré à l'étude bibliographique portant sur les paliers hydrostatiques, les fluides électrorhéologiques et les études effectuées sur le contrôle de vibrations des rotors par les fluides électrorhéologiques.

Introduction générale

Le deuxième chapitre présente une étude sur les caractéristiques des performances d'un palier fluide à trois patins hydrostatiques contrôlés par des valves électrorhéologiques en utilisant un modèle numérique basé sur la théorie linéaire.

Les résultats numériques et les interprétations concernant les influences du champ électrique, rapport de pression et rapport de dimensions du patin hydrostatique sur les caractéristiques statiques et dynamiques du palier fluide à trois patins hydrostatiques intelligents font l'objet du troisième chapitre.

CHAPITRE 1

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

CHAPITRE 1

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons une étude bibliographique portant sur la lubrification des paliers hydrostatiques en utilisant des fluides électrorhéologiques (ER) négatifs afin de réduire les vibrations et augmenter la productivité et le rendement des machines tournantes.

Ce chapitre est divisé en trois parties :

La première partie concerne les différents types des paliers et leurs principes de fonctionnement.

Dans la deuxième partie, nous présentons une étude sur les fluides intelligents et leur rôle dans le domaine de vibrations des machines tournantes.

La troisième partie concerne le contrôle des vibrations par les fluides électrorhéologiques positifs et négatifs.

1.2. Paliers

Un palier peut être simplement défini comme un support ou un guide qui permet le mouvement relatif entre deux surfaces, ce mouvement est freiné par une force résistante qui à pour effet de: provoquer l'usure, consommer de l'énergie et engendrer des échauffements pouvant conduire à des soudures entre les surfaces à grande vitesse [1]. La solution de ces problèmes consiste à réduire la friction ou bien supprimer tout contact entre les deux surfaces. La sélection d'un palier doit être effectuée sur une base technique qui prend en compte les caractéristiques du mouvement, l'intensité de la charge, les conditions d'ambiance et de nombreux autres aspects.

Les paliers à roulements, magnétiques, hydrodynamiques et hydrostatiques sont les plus couramment utilisés.

1.2.1. Roulements

Le roulement est constitué de deux bagues (une bague intérieure et une bague extérieure), d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles) et d'une cage séparant les éléments roulants (figure 1.1). Les roulements sont caractérisés par une rotation rapide avec un minimum de frottement et une capacité de supporter des charges radiales ou axiales importantes [2]. Avec des conditions de fonctionnement normales, les coefficients de frottement des roulements sont généralement entre 0.001 et 0.002 [3]. Cependant, leurs majeurs inconvénients sont l'existence des pics de vibration d'amplitude dangereusement élevée lorsque les vitesses critiques sont atteintes [4], et les défaillances mécaniques par détérioration de surface [5].

Les roulements peuvent être classés en deux types: le roulement à billes qui offre un faible frottement à des vitesses de rotation élevées, et le roulement à rouleaux qui offre une forte capacité de charge grâce au contact linéaire mais son frottement est plus élevé. Dans chacune des ces deux catégories, il existe plusieurs configurations géométriques.

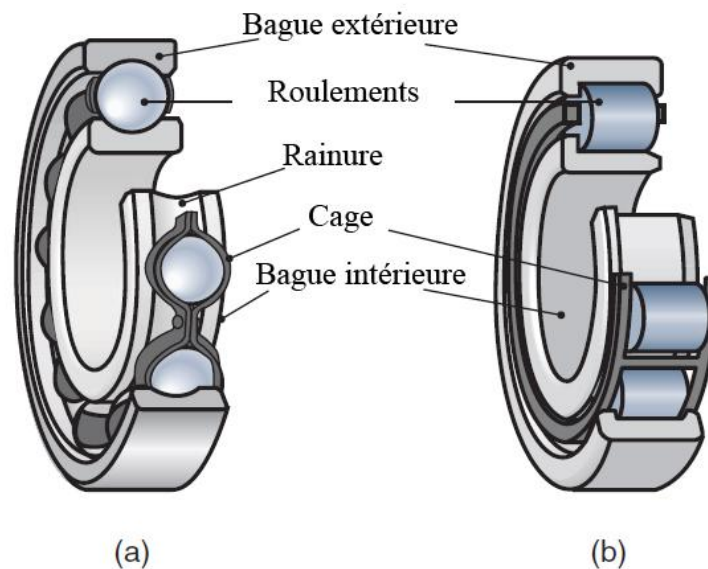


Figure 1.1. Constitution de roulements. (a) roulement à billes. (b) roulement à rouleaux [6].

1.2.2. Paliers magnétiques

Les paliers magnétiques génèrent des forces à travers des champs magnétiques. Il en existe deux types : les paliers passifs et les paliers actifs.

Les paliers passifs fonctionnent par les forces permanentes d'interaction entre deux aimants. Malgré que leur système soit simple et facile à utiliser [7], leur inconvénient majeur est que l'amortissement fourni est très faible. Pour cela, les paliers magnétiques actifs sont favorisés à cause de leur rigidité, amortissement et l'atténuation des forces de balourd dans les systèmes tournants [8].

Un palier actif est généralement constitué de (figures 1.2, 1.3):

- Des électroaimants où le courant est appliqué à chaque bobine pour produire des forces d'attraction;
- Un capteur qui mesure le déplacement du rotor de sa position de référence;
- Un microprocesseur en tant que contrôleur qui obtient un signal de contrôle à partir de la mesure;
- Un amplificateur de puissance qui transforme ce signal en un courant de contrôle. Ce dernier génère un champ magnétique dans les électroaimants, ce qui entraîne des forces magnétiques qui font léviter le rotor en rotation et le maintenir en position de flottement sans contact.

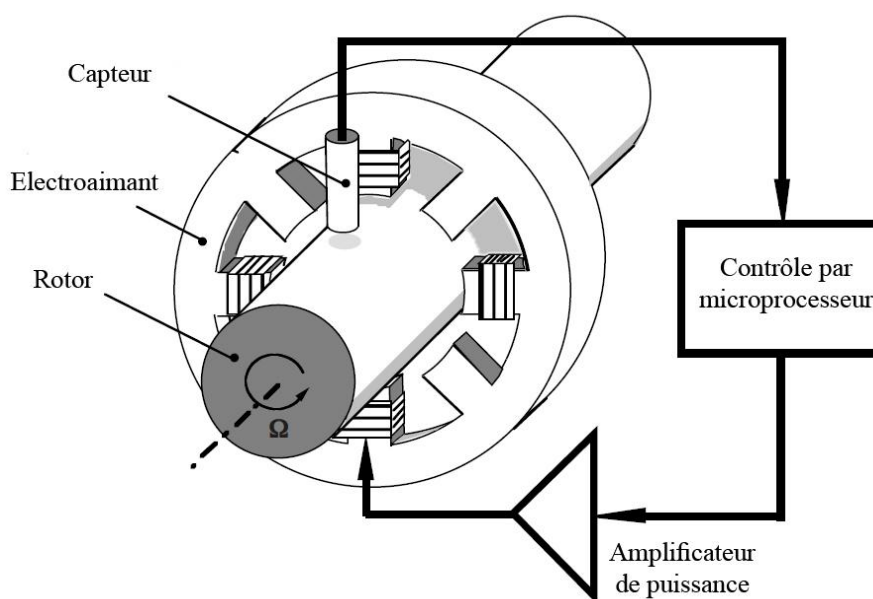


Figure 1.2. Principe de fonctionnement d'un palier magnétique actif [8].

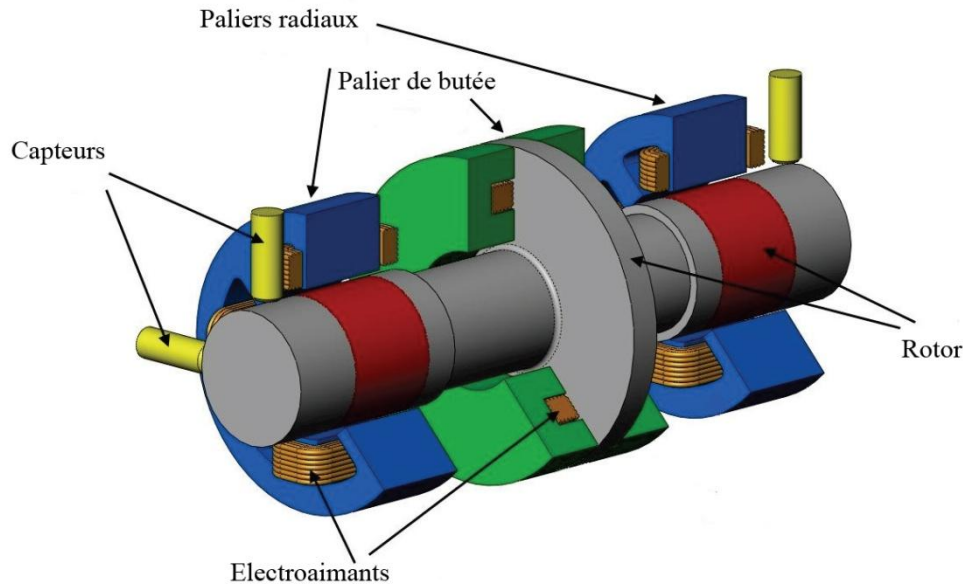


Figure 1.3. Rotor supporté par des paliers magnétiques [9].

Les avantages principaux des paliers magnétiques sont: une fiabilité plus élevée avec peu ou pas de maintenance, des frottements réduits, aucun lubrifiant contaminant, une réduction des vibrations, une surveillance améliorée et un diagnostic amélioré [9].

Malgré ces avantages, l'utilisation de ces paliers a été limitée par la complexité du système et le coût élevé. Cependant, les progrès dans la technologie des paliers magnétiques ont surmonté de nombreuses limitations en termes de miniaturisation, simplicité et intégration [9]. Par exemple, la taille des paliers magnétiques radiaux a été réduite pour plus de 30% [9].

En conséquence, ces avantages et ces progrès ont conduit à des applications réelles pour les paliers magnétiques tels que: les turbomachines, les techniques de vide, les machines-outils, suspensions sans contact pour microtechniques, etc.

1.2.3. Paliers hydrodynamiques

Lorsque les vitesses des machines tournantes augmentent et atteignent les vitesses critiques, les paliers fluides deviennent nécessaires car ils fournissent un amortissement au système de rotor.

La lubrification dans le palier hydrodynamique (illustré dans la figure 1.4) a pour rôle de supprimer tout contact entre les deux surfaces à l'aide de la présence d'un film fluide dont la pérennité doit être assurée sous la charge à supporter.

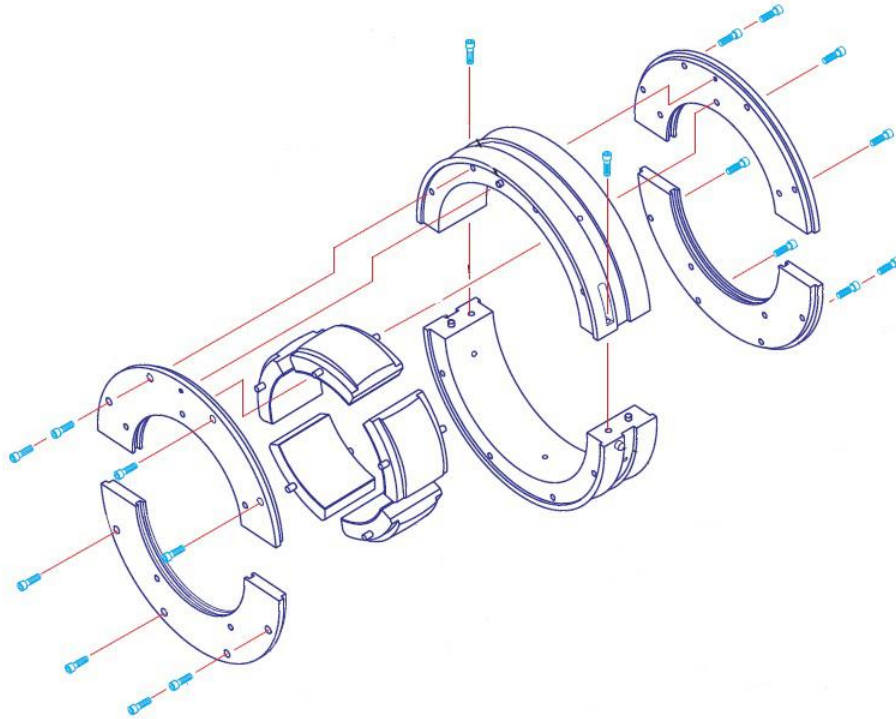


Figure 1.4. Schéma d'un palier hydrodynamique [10].

Pour obtenir une lubrification hydrodynamique, il faut un mouvement relatif entre les deux surfaces, la formation d'un convergent et d'un divergent par l'excentricité de l'arbre sous chargement, et la présence d'un lubrifiant visqueux qui va être entraîné par la rotation de l'arbre dans le coin convergent pour créer un champ de pression hydrodynamique s'opposant à la charge.

Le mécanisme de la lubrification hydrodynamique est présenté dans la figure 1.5.

- Au repos, l'espace entre les deux surfaces du palier est rempli par le lubrifiant. Il est remarqué que la charge a écrasé le film d'huile en bas (figure 1.5.a).
- La rotation lente entraîne l'arbre à tourner vers la droite (figure 1.5.b).
- Lorsque la rotation devient plus rapide, plus d'huile adhérant à la surface tente d'entrer dans la zone de contact jusqu'à ce qu'une pression suffisante soit créée juste avant la zone de contact pour soulever l'arbre (figure 1.5.c).

L'inconvénient majeur de paliers hydrodynamiques est que, lors de démarrage, il existe un contact métal-métal qui limite la durée de vie du palier [11].

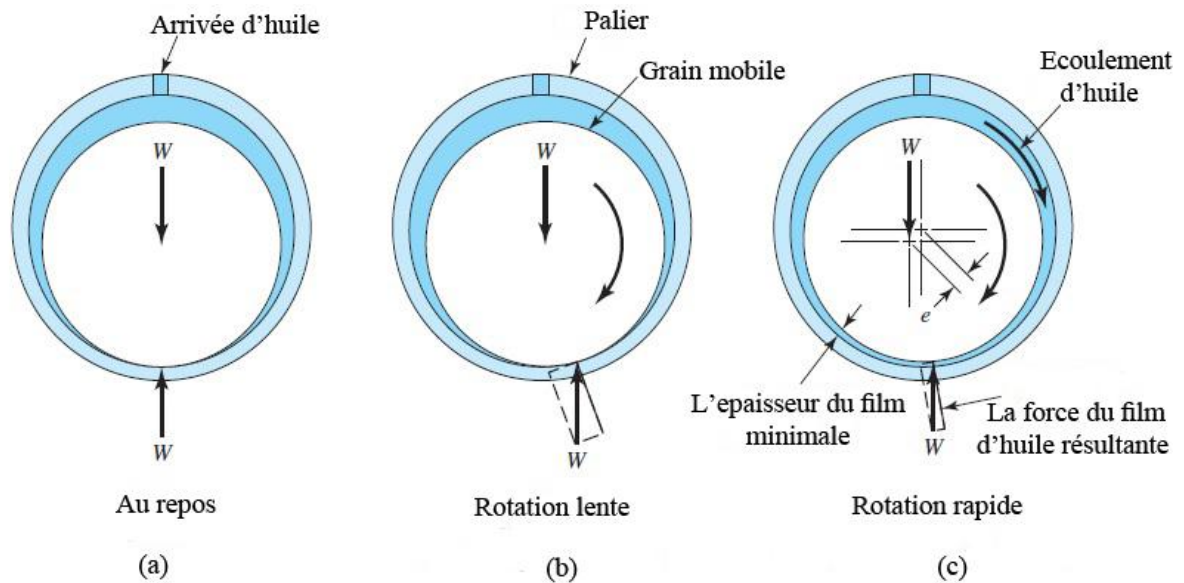


Figure 1.5. Principe de la lubrification hydrodynamique [3].

1.2.4. Film fluide amortisseur

Un film fluide amortisseur (squeeze film damper) s'intègre au niveau d'un ou plusieurs paliers de turbomachine, il a pour rôle de dissiper de l'énergie par écrasement d'un film fluide afin de réduire les vibrations.

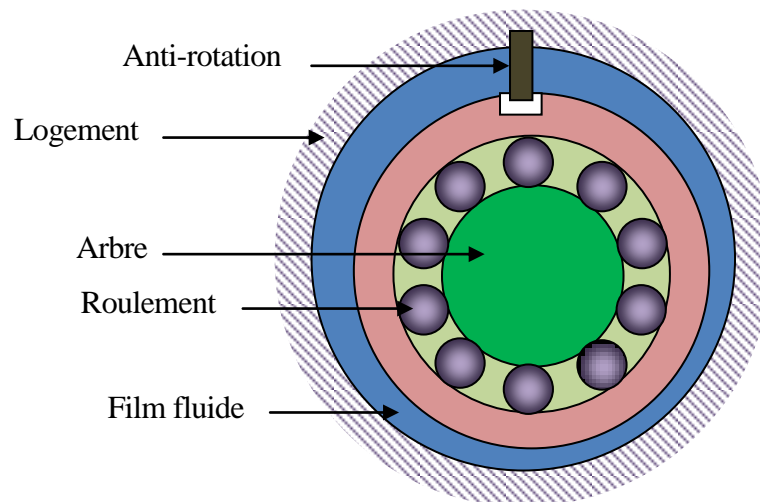


Figure 1.6. Schéma d'un film fluide amortisseur SFD.

Un film fluide amortisseur (figure 1.6) est constitué d'un film fluide, typiquement inférieur à 0.250 mm [12], introduit entre la bague extérieure du roulement et son logement. Il faut empêcher la rotation de la bague intérieure du palier soit par des broches libres entre les deux bagues, soit en utilisant une cage écureuil qui lie la bague extérieure du palier au stator. Dans le premier cas, le palier n'est pas centré dans son logement, alors que dans le deuxième

cas fournit un mécanisme élastique de centrage. La rotation de l'arbre est assurée par le roulement et le mouvement du palier dans son logement se limitant à un orbitage sans rotation qui induit un effet d'écrasement du film fluide créant un amortissement.

1.2.5. Paliers hydrostatiques

Dans un palier hydrostatique, la séparation des surfaces est faite par un fluide sous pression introduit par un système extérieur ce qui permet de supporter une charge et d'annuler tout contact métal-métal. Ce système de lubrification signifie que la charge portante et la rigidité des paliers hydrostatiques ne dépendent pas de la viscosité du fluide.

Les paliers hydrostatiques peuvent supporter des fortes charges, même dans l'absence de la rotation du rotor, et fournissent une rigidité et un amortissement élevés.

1.2.5.1. Lubrification hydrostatique

Dans une butée hydrostatique (figure 1.7), on a deux régions:

- Une zone représentée par les portées (AB) et (CD) de largeur (a) où l'épaisseur (h) du film lubrifiant est mince : $h/a < 1$.
- Une zone (BC) constituée par l'alvéole où l'épaisseur du film lubrifiant (e) est grande : $e/h > 20$; dans cette région, la pression est supposée être constante.

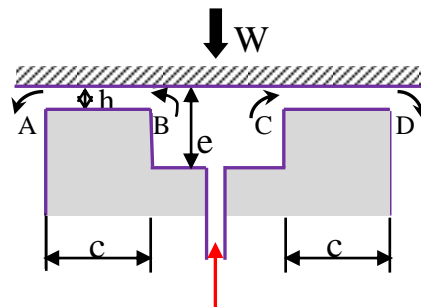


Figure 1.7. Schématisation d'une butée hydrostatique.

Il ya deux méthodes principales utilisées pour introduire le liquide à l'intérieur de la butée:

- Alimentation à débit constant: on place une pompe à débit constant entre le réservoir et l'alvéole. Ce système est peu employé car, lorsque le mécanisme comporte plusieurs alvéoles (ce qui est pratiquement toujours le cas), il faut soit alimenter chacun d'entre eux par une pompe individuelle, soit utiliser des

régulateurs à débit constant. Cette solution, qui assure une grande raideur, est complexe et coûteuse.

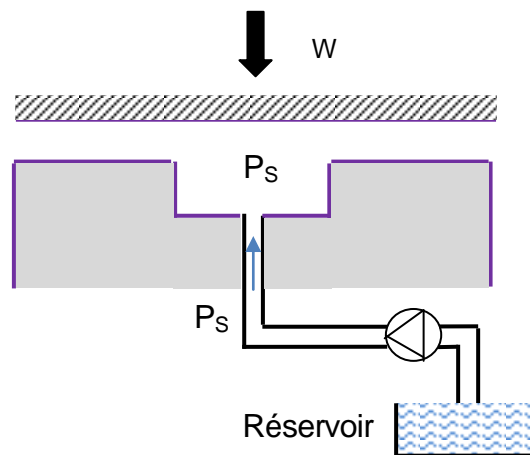


Figure 1.8. Alimentation à débit constant.

- Alimentation à pression constante: on place une résistance hydraulique immédiatement en amont de l'alvéole. Le rôle de cette résistance est de créer une perte de charge, c'est-à-dire d'asservir le débit à la chute de pression. Ce système, simple à mettre en œuvre, permet d'alimenter plusieurs alvéoles avec une seule pompe à condition, bien évidemment, que le débit de celle-ci soit suffisant.

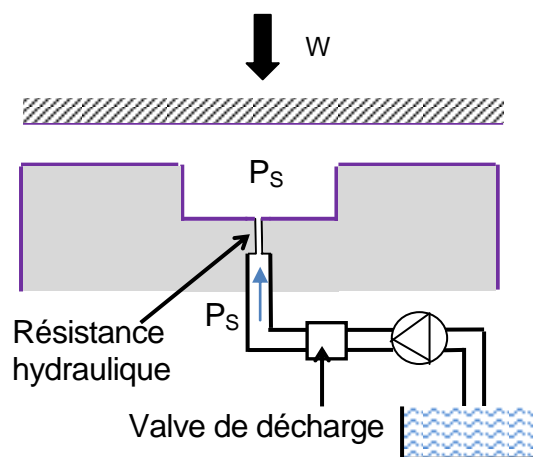


Figure 1.9. Alimentation à pression constante.

1.2.5.2. Formation du film fluide hydrostatique

La formation de film fluide dans une butée hydrostatique est présentée dans la figure 1.10.

- (a): la pompe est en arrêt.
- (b): Le fluide sous pression commence à écouler vers la butée et la pression dans l'alvéole augmente.
- (c): La pression d'alvéole augmente jusqu'à ce que la pression à travers la surface d'alvéole soit suffisante pour soulever la charge appliquée.
- (d): Le palier commence à fonctionner, le fluide s'écoule à travers le système et une chute de pression existe entre la source de pression et le patin, et entre l'alvéole et la sortie du patin.
- (e): Lorsque la charge augmente, l'épaisseur du film diminue et la pression d'alvéole augmente jusqu'à ce que la pression intégrée à travers les portées soit égale à la charge appliquée.
- (f): Quand la charge diminue, l'épaisseur du film augmente et la pression d'alvéole diminue.

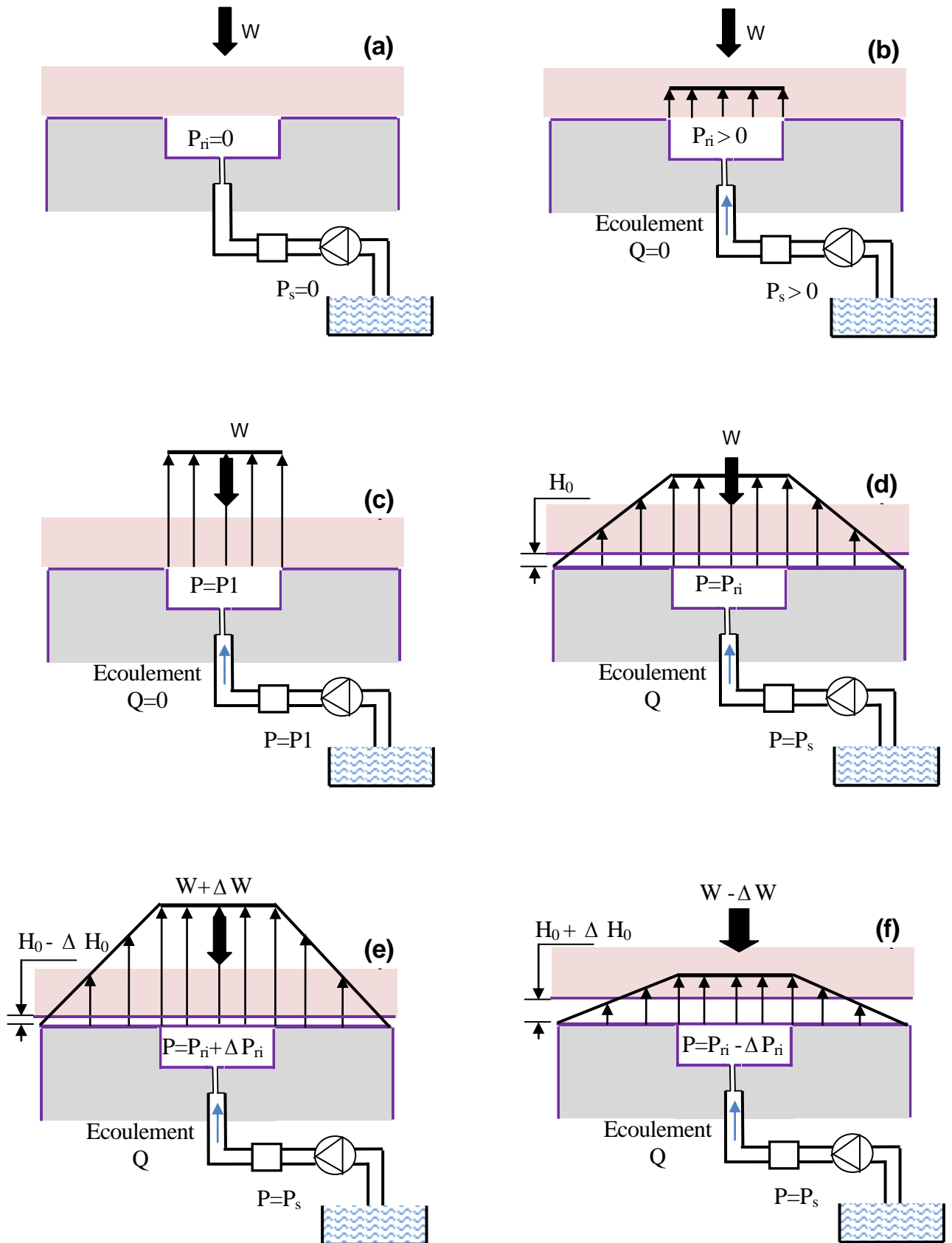


Figure 1.10. Formation du film fluide dans une butée hydrostatique [13].

1.2.5.3. Avantages et inconvénients des paliers hydrostatiques

□ Avantages

- une raideur importante même à vitesse nulle et un amortissement élevé;
- un faible coefficient de frottement;
- une grande précision de positionnement dans les applications de vitesses élevées et faibles charges;
- non existence de concentration de pression, la pression est distribuée sur une grande surface.

Ces avantages montrent que les paliers hydrostatiques ont des nombreuses applications; surtout les télescopes de très fortes charges et de très faible vitesses, et les machines outils de grandes vitesses et de faibles charges.

□ Inconvénients

- Leur coût, car ils nécessitent une pompe, des filtres, des régulateurs de pression, etc.;
- leur fiabilité, car le moindre incident dans le système d'alimentation peut entraîner la détérioration des surfaces.

1.3. Fluides intelligents

Les fluides intelligents sont des fluides où leurs propriétés rhéologiques changent en fonction de paramètres extérieurs. Les fluides électrorhéologiques, magnétorhéologiques et les nanofluides sont les fluides intelligents les plus étudiés.

1.3.1. Ferrofluides

Le ferrofluide ou bien fluide magnétique est une dispersion colloïdale de nanoparticules magnétiques dans un liquide porteur. Le diamètre des nanoparticules est compris entre 5 et 20 nm [14]. Un surfactant est habituellement ajouté à la suspension afin d'empêcher l'agglomération des particules magnétiques.

Les ferrofluides répondent immédiatement au champ magnétique appliqué. Dans un champ uniforme, les particules s'alignent sous l'action du champ. Et dans un champ non uniforme, le fluide réagit comme un liquide magnétique homogène qui se déplace vers la

région la plus élevée du champ. Ainsi, ces fluides peuvent être positionnés et commandés précisément par un champ magnétique externe [15].

En raison de cet avantage unique, les ferrofluides ont plusieurs applications [14, 15] comme les ordinateurs, les amortisseurs, le transfert de chaleur, la lubrification des paliers, la biomédecine, etc.

Le comportement d'un ferrofluide est représenté dans la figure 1.11. La figure qui suit (figure 1.12) représente un schéma de l'une des applications des ferrofluides.

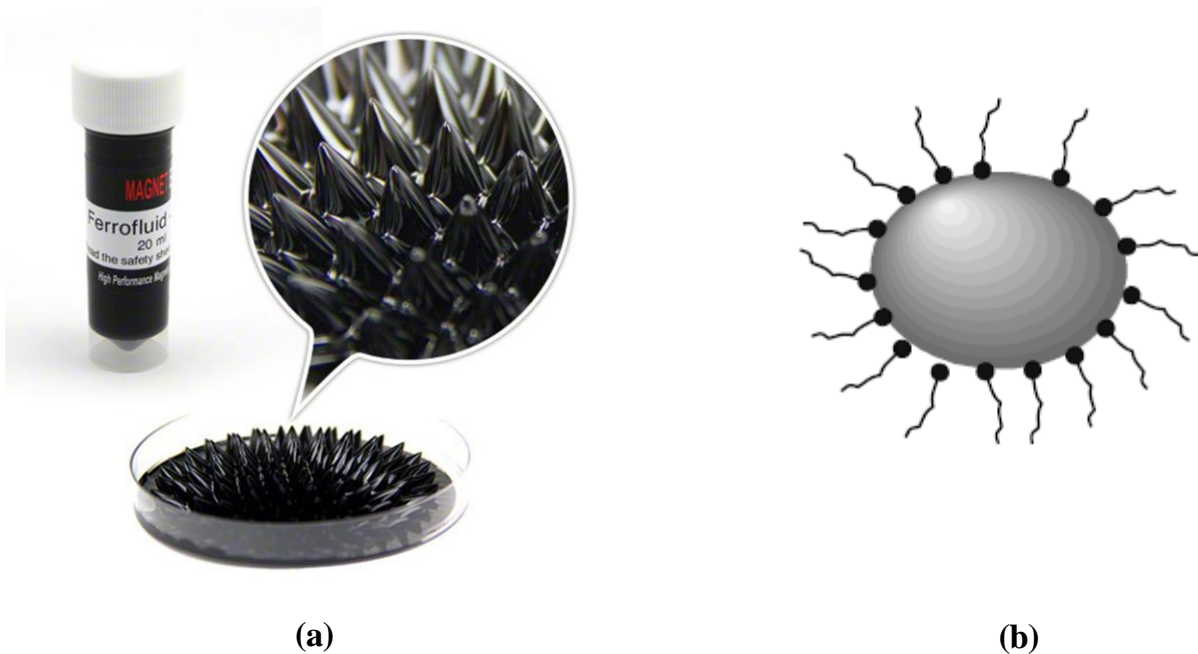


Figure 1.11. Un ferrofluide. (a): Comportement d'un ferrofluide lorsqu'un champ magnétique est appliqué [16]. (b): La couche de surfactant autour d'une particule d'un ferrofluide [17].

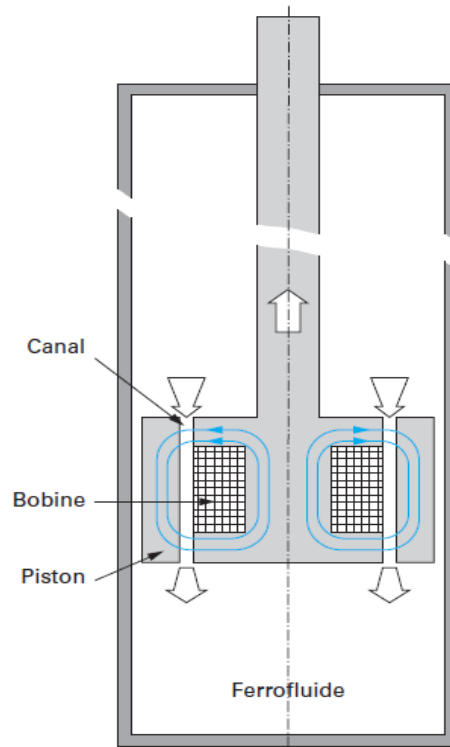


Figure 1.12. Schéma de principe d'un amortisseur à ferrofluide [18].

1.3.2. Fluides magnétorhéologiques

Un fluide magnétorhéologique est un fluide qui voit ses propriétés rhéologiques qui augmentent en appliquant un champ magnétique. Le changement des propriétés est réversible et rapide. Le fluide magnétorhéologique passe de l'état liquide jusqu'à réticulation pendant l'application d'un champ magnétique.

Les fluides magnétorhéologiques sont constitués de particules solides magnétisables de taille micrométrique dispersés dans un fluide non-conducteur. Des additifs sont généralement utilisés pour améliorer la stabilité de ces fluides.

Les fluides magnétorhéologiques peuvent être appliqués dans le domaine de contrôle des vibrations des rotors, les systèmes de freinage, les systèmes d'amortissements, etc.

Un banc d'essai d'un film fluide amortisseur magnétorhéologique (magnetorheological squeeze film damper MR-SFD) est présenté dans la figure 1.13. La figure 1.14 présente un schéma d'un film fluide amortisseur magnétorhéologique.

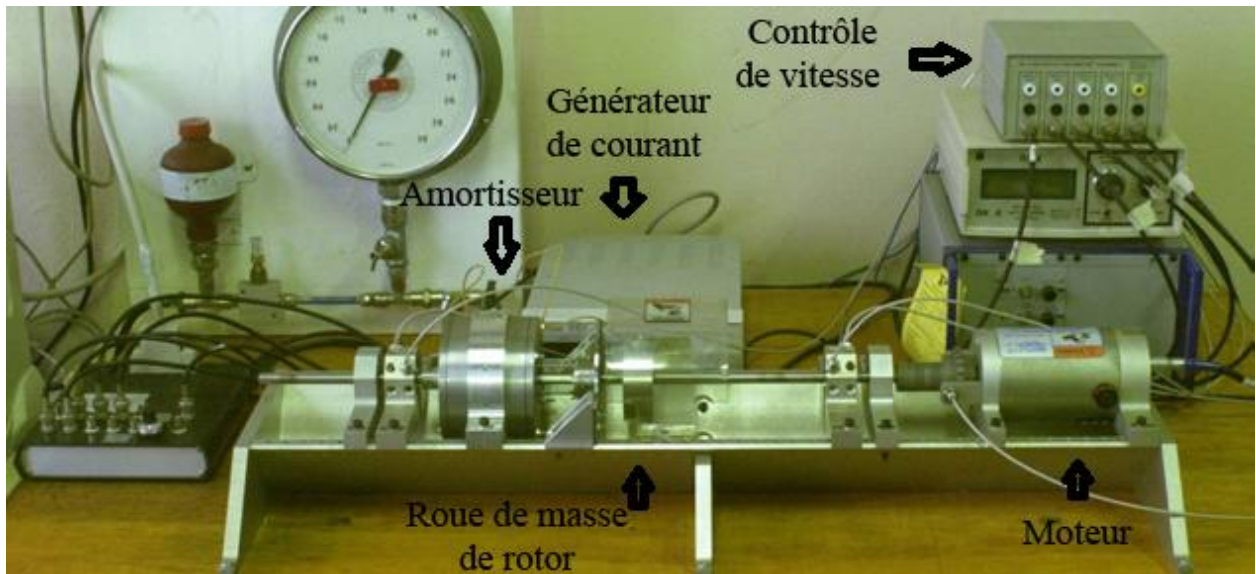


Figure 1.13. Banc d'essai d'un MR-SFD [19].

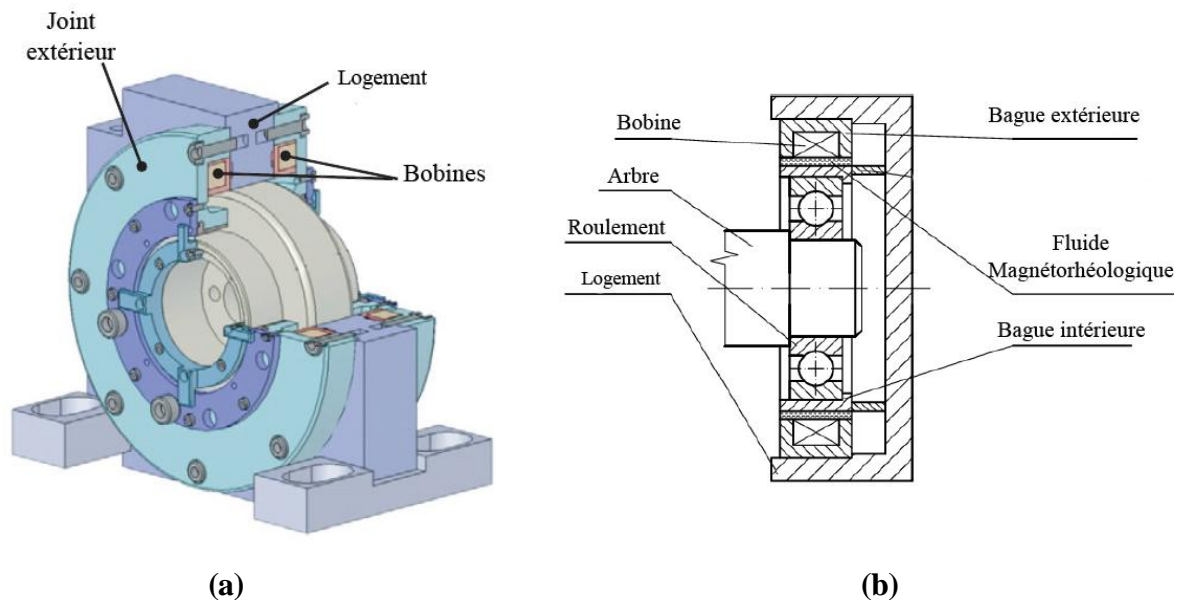


Figure 1.14. (a): Schéma d'un film fluide amortisseur magnétorhéologique MR-SFD [20].

(b): Vue en coupe transversale d'un amortisseur magnétorhéologique [21].

1.3.3. Fluides électrorhéologiques

1.3.3.1. Définition d'un fluide électrorhéologique

Un fluide électrorhéologique ER est constitué de fines particules dispersées dans un liquide diélectrique. Ce fluide a été inventé par Winslow [22] en 1947.

Lorsqu'on applique un champ électrique sur un fluide électrorhéologique, les particules en suspension forment des fibres (figure 1.15), et le fluide se présente comme un gel solide.

Ces fibres se déforment en appliquant une contrainte mécanique et le fluide se présente comme un liquide à grande viscosité lorsque la contrainte devient supérieure à la contrainte seuil.

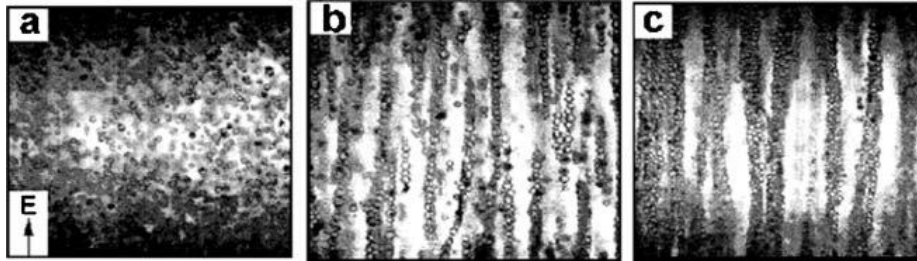


Figure 1.15. Structure des particules d'un fluide ER sous champ électrique appliqué, $E=0$ kV/mm (a), $E=0.5$ kV/mm (b), $E=0.9$ kV/mm (c) [23].

La transformation rapide (en quelques millisecondes) des fluides ER d'un état liquide vers un état solide provoque un changement réversible dans leurs propriétés rhéologiques (viscosité, contrainte mécanique, module de cisaillement, etc.), où la viscosité augmente par un facteur de 10^5 [24].

1.3.3.2. Constitution d'un fluide électrorhéologique

Un fluide électrorhéologique comprend 3 phases:

- Phase liquide: le liquide doit être un bon isolant électrique même à un champ électrique intense, avoir une gamme de température élevée et avoir une faible viscosité. Les huiles couramment utilisées sont les huiles silicone, les huiles végétales, minérales, etc.;
- Phase solide: le matériau des particules en suspension peut être un matériau semi-conducteur inorganique, organique ou polymère. La taille des particules est généralement comprise entre 0.1 et 100 μm avec une fraction volumique de 0.05 à 0.50;
- Les additifs: dans la plupart des cas les additifs sont importants [25], l'eau et les tensioactifs sont les plus communs.

1.3.3.3. Problèmes des fluides électrorhéologiques

Les principaux problèmes des fluides ER sont [25]:

- La stabilité de la suspension contre la sédimentation est pauvre, donc la densité des particules doit être la plus proche possible de celle du liquide;
- la consommation de l'énergie est grande telle que le champ électrique appliqué doit être élevé (de l'ordre de kV/mm) pour que les forces électriques puissent surmonter les forces thermiques dues au mouvement Brownien (mouvement aléatoire des particules en suspension dû à l'effet des collisions entre les particules);
- Le fluide ER parfois fonctionne mal lorsqu'il est contaminé.

1.3.3.4. Mécanisme des fluides électrorhéologiques

Depuis l'innovation des fluides électrorhéologiques, plusieurs modèles ont été proposés pour expliquer l'effet électrorhéologique; cependant, chaque modèle ne pourrait pas décrire tous les phénomènes remarqués par les différents fluides électrorhéologiques.

Les deux modèles les plus étudiés sont le modèle de polarisation et le modèle de conduction.

Dans le modèle de polarisation donné par Parthasarathy et Klingenberg [26], la différence de la permittivité entre les particules solides et le liquide, est responsable de la polarisation des particules sous un champ électrostatique. L'interaction dipôle-dipôle résultante conduit à la formation de colonne de particules solides le long du champ électrique appliqué. Ce modèle ne pourrait pas expliquer plusieurs observations expérimentales lors de fonctionnement à courant continu et aux basses fréquences.

Afin de comprendre les phénomènes inexplicables par le modèle de polarisation, Foulc et al [27] et Atten et al [28] ont proposé le modèle de conduction où la distribution du champ électrique était contrôlée par la conductivité des particules solides et du liquide. Ce modèle, qui a été vérifié expérimentalement, a réussi d'expliquer le mécanisme de l'effet électrorhéologique, mais seulement lorsque la microstructure des particules a été complètement formée.

1.3.3.5. Comparaison entre les fluides électrorhéologiques et magnétorhéologiques

Pour comparer les fluides électrorhéologiques avec les fluides magnétorhéologiques, on peut citer les deux cas suivants [29] :

- L'application du champ électrique pour les fluides électrorhéologiques est plus facile que l'application du champ magnétique pour les fluides magnétorhéologiques;
- Les fluides magnétorhéologiques ont des contraintes mécaniques plus élevées et nécessitent une basse tension par rapport aux fluides électrorhéologiques.

1.3.3.6. Applications des fluides électrorhéologiques

Puisque les propriétés rhéologiques des fluides électrorhéologiques peuvent être contrôlées facilement, en particulier, la contrainte mécanique qui peut être augmentée de quelques kPa pour un champ électrique de l'ordre de kV/mm, les fluides ER peuvent être utilisés dans plusieurs applications industrielles (les soupapes, les systèmes de freinage et d'embrayage, ainsi que pour le contrôle des vibrations et les systèmes d'amortissement).

Plus de détails sur l'application des fluides électrorhéologiques dans le domaine de contrôle de vibrations des rotors sont présentés dans la section 1.4 (contrôle de vibrations).

1.3.4. Nanofluides électrorhéologiques

Plusieurs fluides électrorhéologiques ont été élaborés afin d'obtenir des caractéristiques convenables pour des réelles applications, et surtout d'augmenter la contrainte seuil de ces fluides. Pour cela, des nouveaux fluides électrorhéologiques ont été élaborés avec des particules à taille de l'ordre de nanomètre.

Wen et al [30] (2003) ont fabriqué un fluide électrorhéologique avec des nanoparticules de 50 à 70 nm d'oxalates mixtes de baryum et titane recouvertes d'urée et dispersées dans une huile silicone. Ils ont trouvé que la suspension présentait une faible densité sur une gamme de température de 10 à 120 °C avec un temps de réponse réversible de moins de 10 ms, et que la contrainte seuil atteignait 130 kpa, presque 20 fois plus grande que celle obtenue avec les fluides électrorhéologiques conventionnels. Ils ont nommé cet effet d'effet électrorhéologique géant.

La structuration des nanoparticules du fluide électrorhéologique géant a été présentée dans la figure 1.16. Dans (a), on remarque que l'urée est clairement vue. (b) représente les colonnes des nanoparticules solides alignées le long de la direction du champ électrique. (c) représente une section de la colonne présentée en (b).

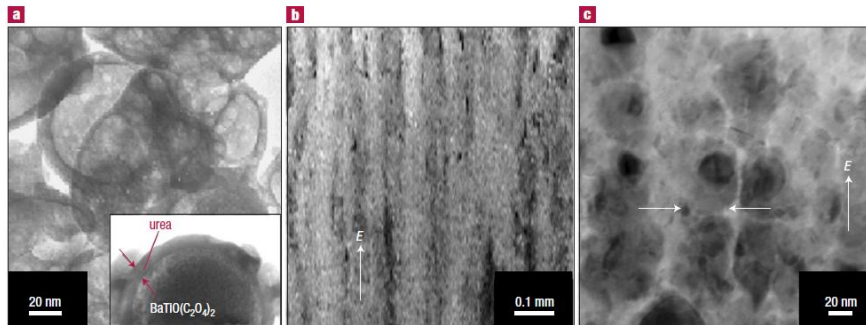


Figure 1.16. Nanoparticules dans le fluide électrorhéologique géant [30].

La figure 1.17 présente la variation de la contrainte seuil en fonction du champ électrique pour deux valeurs de fraction volumique. On remarque que pour une fraction volumique de 30%, la contrainte seuil peut atteindre 17 kPa pour un champ électrique $E = 1$ kV/mm et elle peut augmenter jusqu'à 130 kPa pour un champ électrique de 5 kV/mm. Une autre caractéristique du fluide électrorhéologique géant est que la variation de la contrainte seuil est quasi-linéaire en fonction du champ électrique.

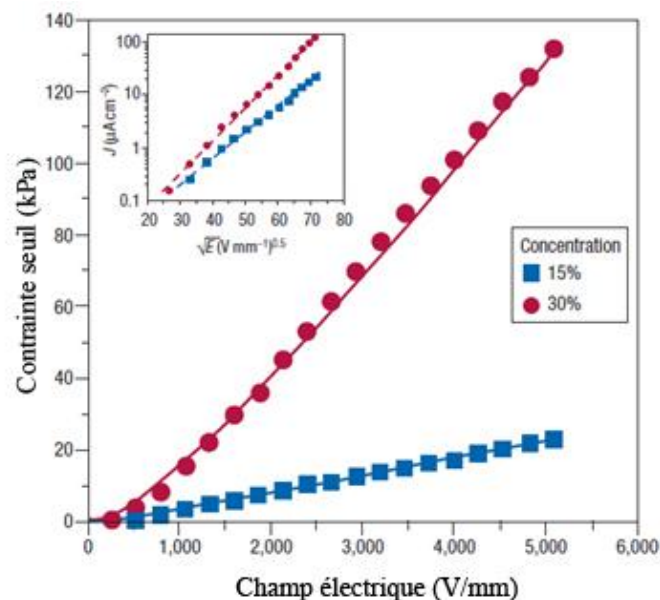


Figure 1.17. Contraite seuil en fonction du champ électrique [30].

Dans le mécanisme conventionnel des fluides électrorhéologiques, l'effet électrorhéologique augmente avec l'augmentation de la taille des particules en suspension.

Cependant, une tendance contraire a été remarquée pour les fluides électrorhéologiques géants (GER).

Lorsqu'un champ électrique est appliqué, les nanoparticules polarisés s'attirent et s'alignent avec la direction du champ électrique pour former des chaînes. L'étude expérimentale des nanofluides électrorhéologiques, dans un champ électrique continu, à montrer un comportement assez proche de celui prédit par le modèle de conduction : dépendance quasi-linéaire de la contrainte seuil avec le champ électrique, corrélation entre le courant traversant le fluide et la contrainte mécanique.

Hou et al [31] ont trouvé que l'effet électrorhéologique géant des nanoparticules d'oxalates mixtes de baryum et titane a une relation proche avec la polarisation inter-faciale.

Huang et al [32] ont proposé un modèle de saturation de la polarisation de la surface pour l'effet électrorhéologique géant. Ils ont trouvé que l'échelle nanométrique et la saturation de la polarisation de la surface des particules sont responsables de l'effet électrorhéologique géant (GER).

Wen et al [4] ont également montré que l'effet électrorhéologique géant dépend de la saturation de la polarisation de la surface où il peut être amélioré avec l'augmentation de la surface (alors des particules de petite taille).

La figure 1.18 présente une comparaison de la contrainte seuil pour deux valeurs de fraction volumique. On remarque que le fluide électrorhéologique géant présente une contrainte seuil élevée (250 kPa à 5kV/mm). Ainsi, avec des particules de 1/2 de la taille précédente, la contrainte seuil peut être doublée.

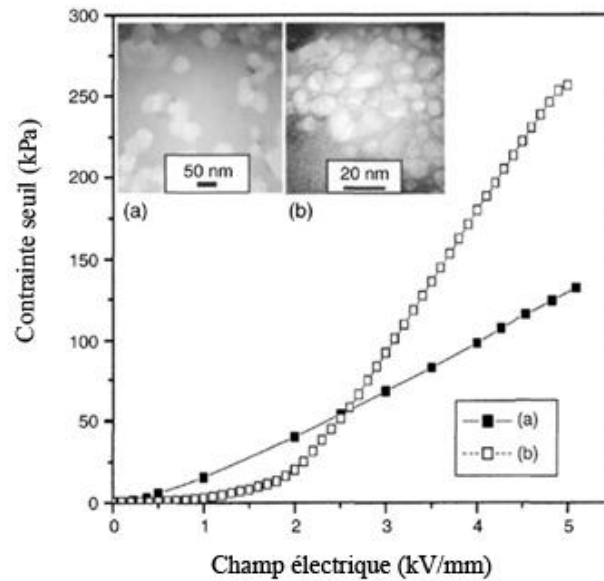


Figure 1.18. *Contrainte seuil mesurée pour deux différentes tailles des particules dans un fluide électrorhéologique géant [31].*

De plus, puisque la polarisation dépend fortement de la structure naturelle des matériaux des particules, il est possible de modifier les propriétés diélectriques et de la polarisabilité pour augmenter l'effet électrorhéologique par une conception de la structure du matériau. Plusieurs fluides électrorhéologiques avec différents nanoparticules modifiés par des molécules polaires ont été étudiés afin d'obtenir une contrainte seuil élevée [33-37]. Ces fluides électrorhéologiques modifiés présentent une contrainte seuil améliorée et des bonnes propriétés de température et de sédimentation (9% après 30 jours) [36]. La polarisation interfaciale, qui provoque une interaction forte et stable entre les particules, est la responsable de cette amélioration [34].

La figure 1.19 présente la variation de la viscosité apparente en fonction du gradient de vitesse pour un fluide électrorhéologique de nanoparticules TiO_x modifiés sous un champ électrique et pour deux différentes tailles des particules. On remarque que la viscosité augmente avec le champ électrique à cause de la formation de fibres.

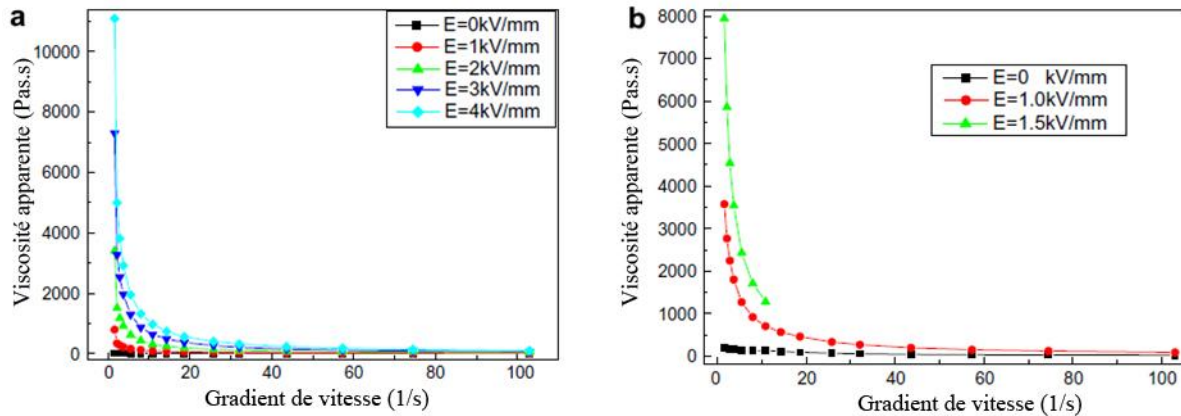


Figure 1.19. Viscosité apparente d'un nanofluide ER modifié (GER) en fonction du gradient de vitesse pour différentes valeurs de champ électrique, (a) nanoparticules (TiOx/Cr/SDBS) de 58% de poids, (b) nanoparticules (TiOx/Cr/SDBS) de 30% de poids [34].

Gong et al [38] ont montré que la structure chimique de l'huile silicone dans le fluide ER géant (oxalate mixtes de baryum et titane) a un rôle important dans l'effet électrorhéologique géant. Ils ont trouvé qu'une huile silicone optimale, avec une viscosité convenable, peut créer une grande contrainte seuil (d'environ 300 kPa sous champ électrique de courant continu de 5 kV/mm).

1.3.5. Fluides électrorhéologiques négatifs

Les observations expérimentales montrent qu'il existe deux groupes de fluides électrorhéologiques, des fluides électrorhéologiques positifs où les propriétés rhéologiques augmentent en fonction du champ électrique, et des fluides électrorhéologiques négatifs qui présentent un phénomène totalement différent de celui des fluides positifs (figure 1.20).

L'effet électrorhéologique négatif a été découvert par Boissy et al [39] en 1995 lorsqu'ils ont examiné le cas pour lequel la conductivité des particules en suspension est beaucoup plus petite que celle du liquide. Ils ont trouvé que la viscosité apparente de la suspension diminue en fonction du champ électrique appliqué.

La Figure 1.21 présente la variation de la viscosité apparente trouvée par Boissy. On remarque que, pour une fraction volumique de $c=0.3$, la viscosité de la suspension peut être diminuée par un facteur d'environ 5.

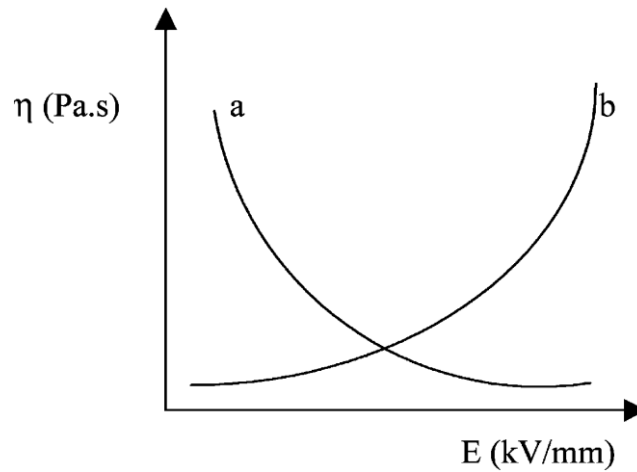


Figure 1.20. Viscosité en fonction du champ électrique, (a) effet ER négatif, (b) effet ER positif [25].

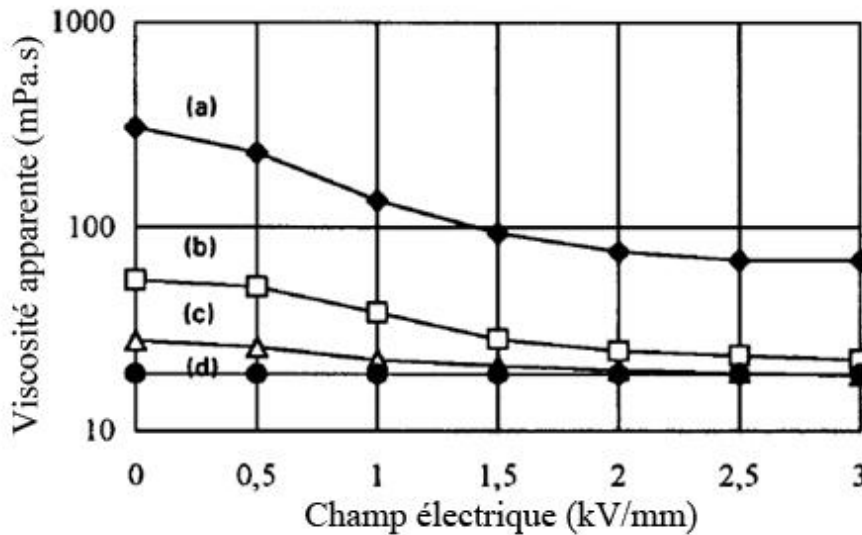


Figure 1.21. Viscosité apparente d'un fluide ER négatif en fonction du champ électrique pour différentes valeurs de la fraction volumique, $c=0.3$ (a), $c=0.2$ (b), $c=0.1$ (c), $c=0$ (d) [39].

Les fluides électrorhéologiques négatifs sont des fluides Newtoniens tels que la contrainte mécanique qui varie linéairement en fonction du gradient de vitesse (figure 1.22). Cet effet montre qu'il est possible de transformer l'énergie électrique en énergie mécanique à travers un fluide, donc les applications potentielles de ce système seront nombreuses.

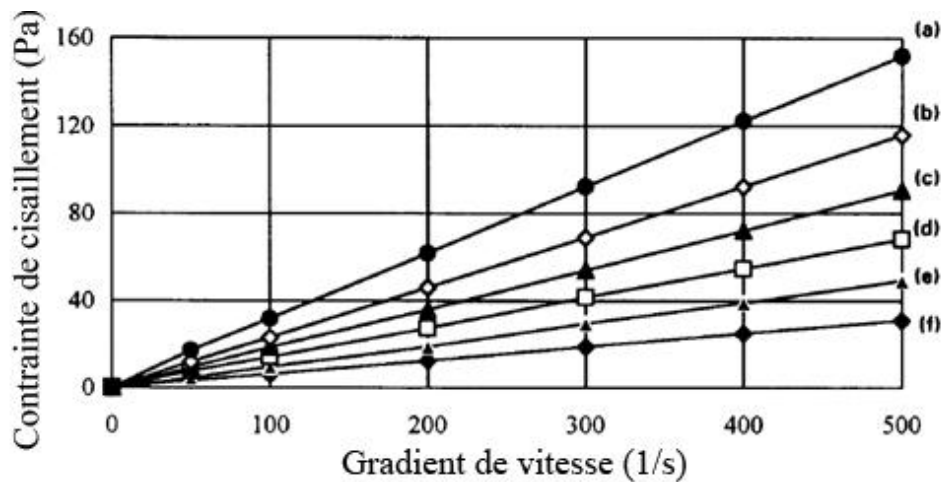


Figure 1.22. Variation du contrainte de cisaillement d'un fluide ER négatif en fonction du gradient de vitesse pour différentes valeurs du champ électrique, $E=0$ kV/mm (a), $E=0.5$ kV/mm (b), $E=0.7$ kV/mm (c), $E=1$ kV/mm (d), $E=1.5$ kV/mm (e), $E=3$ kV/mm (f) [39]

Plusieurs autres systèmes ont également montré l'effet ER négatif [40]. Kimura et al (1998) [41] ont étudié des mélanges de UPPG (urethane-modified polypropylene glycol) /DMS (dimethylsiloxane), ils ont trouvé que le signe positif et négatif de l'effet ER peut être contrôlé en changeant le rapport de la température et de la viscosité du UPPG et DMS.

Lobry et Lemaire [42] (1999) ont trouvé que la viscosité diminue par l'utilisation de la rotation de Quincke: la rotation spontanée des particules de PMMA dispersés dans un liquide à faible conductivité lorsque le système est soumis à un champ électrique continu. Cette diminution de la viscosité apparente atteint la valeur zéro.

Mitsumata et Sugitani (2004) [43] ont montré que l'effet électrorhéologique négatif est influencé par le gonflement des particules.

Lozano et al (2006) [44] ont étudié une suspension de nanofibre chargée en carbone. Ils ont trouvé que des effets électrorhéologiques positifs et négatifs ont été observés en raison des différences dans les mécanismes de conductivité électrique et de polarisation.

Ramos-Tejada et al (2010) [45] ont étudié l'effet électrorhéologique négatif dans une suspension de particules de goethite dans une huile de silicone avec des quantités variables de nanoparticules de silice. Ils ont trouvé que les résultats étaient compatibles avec le modèle interfaciale d'électrorhéologie: la réduction de la contrainte seuil de la suspension de goethite lorsque le champ appliqué est suffisamment élevé est la conséquence de la migration des

particules vers les électrodes en raison de l'injection de charge et de l'électrophorèse subséquente.

Cetin et al (2012) [46] ont étudié les propriétés de l'effet ER négatif dans une suspension de colinamite et polyindène dispersée dans de l'huile de silicone. Ils ont trouvé que l'effet ER négatif à été transformé en un effet positif par l'addition de tensio-actif non-ionique et ils ont montré que ces matériaux peuvent être utilisés pour les amortisseurs de vibrations lorsqu'ils sont dopés avec des agents tensioactifs appropriés.

Ko et al (2013) [47] ont étudié l'effet électrorhéologique d'acide alginique et de sels d'alginate sous un champ électrique de courant continu. Ils ont montré dans leurs études qu'ils ont obtenu pour la première fois un effet électrorhéologique négatif avec la biomacromolécule et que le type spécifique de biomacromolécules de sel peut être des particules électrorhéologiques appropriées pour une suspension électrorhéologique négative.

1.4. Contrôle de vibrations

Les machines tournantes, telles que les turbines à gaz et les turbomachines, sont confrontées à des vibrations pendant leur fonctionnement, en particulier si le rotor accélère ou décélère et passe souvent par des vitesses critiques.

Il est bien connu qu'un amortissement élevé est nécessaire lorsque la machine fonctionne proche à des vitesses critiques, tandis qu'un faible amortissement est souhaitable loin des vitesses critiques [48]. Il est donc préférable d'utiliser un palier intelligent pour répondre aux différentes exigences du système de rotor. Les fluides intelligents peuvent être utilisés comme des éléments contrôlables puisque leurs propriétés rhéologiques changent en fonction des paramètres extérieurs, ce qui signifie que leur amortissement peut être contrôlé.

L'emploi des paliers intelligents utilisant un fluide électrorhéologique comme lubrifiant intelligent a été étudié théoriquement et expérimentalement par plusieurs chercheurs qui ont trouvé que c'est une méthode efficace pour réduire les vibrations des rotors surtout lors de passage des vitesses critiques.

Nikolajsen et Hoque (1990) [49] ont été les premiers à appliquer expérimentalement les fluides électrorhéologiques ER pour contrôler les vibrations d'un système de rotor.

Morishita et Mitsui [50] (1992) ont étudié expérimentalement un rotor flexible supporté par un film fluide amortisseur en utilisant un fluide électrorhéologique comme lubrifiant. Ils ont trouvé que les vibrations du rotor peuvent être considérablement réduites en contrôlant la capacité d'amortissement, et qu'il existe un amortissement optimal pour chaque mode de vibration.

Tichy [51] (1993) a étudié théoriquement le comportement d'un film fluide amortisseur fonctionnant avec un fluide électrorhéologique.

Jung et Choi [52] (1995) ont étudié la lubrification d'un film fluide amortisseur court utilisant un fluide électrorhéologique comme lubrifiant. Le fluide électrorhéologique a été modélisé avec le modèle de Bingham. Ils ont constaté que le film fluide amortisseur peut être très efficace pour réduire les vibrations et pour contrôler les vitesses critiques puisque la capacité d'amortissement a montré une amélioration significative.

Ahn et al (1998) [53] ont décrit un contrôlable SFD utilisant un liquide cristallin LC comme un lubrifiant dans les machines tournantes qui peuvent produire des forces d'amortissement anisotropes dans les directions horizontales et verticales.

Nikolakopoulos et Papadopoulos (1998) [54] ont présenté une expérience avec un palier fonctionnant à grande vitesse et lubrifié avec un fluide ER. Ils ont montré que les fluides ER ont un effet important sur les caractéristiques dynamiques du palier fonctionnant à des taux même en utilisant un fluide avec une petite contrainte mécanique (150 pa).

Gouzhi et al (2000) [55] ont étudié théoriquement et expérimentalement le control des vibrations d'un rotor flexible supporté par un film fluide amortisseur. Ils ont trouvé que l'amortisseur électrorhéologique peut être utilisé pour supprimer l'amplitude de vibration lors de passage des vitesses critiques.

Zhang et al (2005) [56] ont étudié l'effet du champ électrique et de la température circonstance sur les caractéristiques d'un amortisseur électrorhéologique appliqué dans le contrôle des vibrations d'usinage. Leurs résultats expérimentaux ont montré que l'amortisseur électrorhéologique peut effectivement diminuer les vibrations d'usinage.

Lim *et al.* (2006) [57] ont étudié la conception et l'application d'un amortisseur à fluide électrorhéologique dans le contrôle semi-actif des vibrations des systèmes de rotor à haute vitesse (figure 1.23).

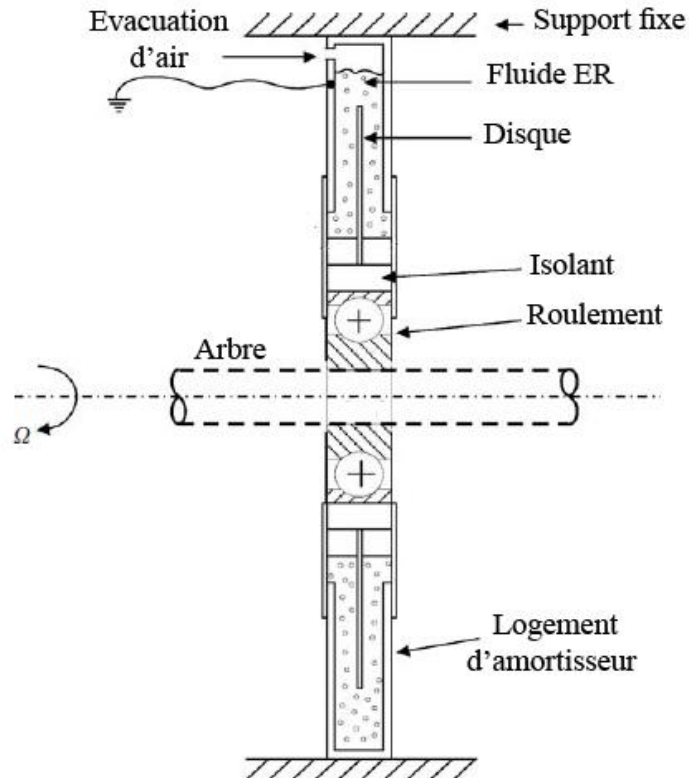


Figure 1.23. Schéma d'un amortisseur électrorhéologique pour contrôler les vibrations d'un rotor [57].

Peng et al (2006) [58] ont fait une étude basée sur CFD pour étudier les caractéristiques hydrodynamiques d'un fluide électrorhéologique dans un palier en utilisant le modèle de Bingham pour décrire le comportement du fluide électrorhéologique.

Sun et Thomas (2010) [59] ont proposé un absorbeur de torsion dynamique électrorhéologique afin de contrôler les vibrations de torsion d'un système de rotor. Ils ont trouvé que l'absorbeur dynamique électrorhéologique présente de très bonnes performances, où l'absorbeur intelligent permet une réduction de 150% de l'amplitude de vibration.

Bauer et Daniel (2011) [60] ont étudié un amortisseur utilisant le fluide électrorhéologique en tant que fluide d'amortissement, appliqué à un système de rotor avec de grandes amplitudes de vibration (figure 1.24).

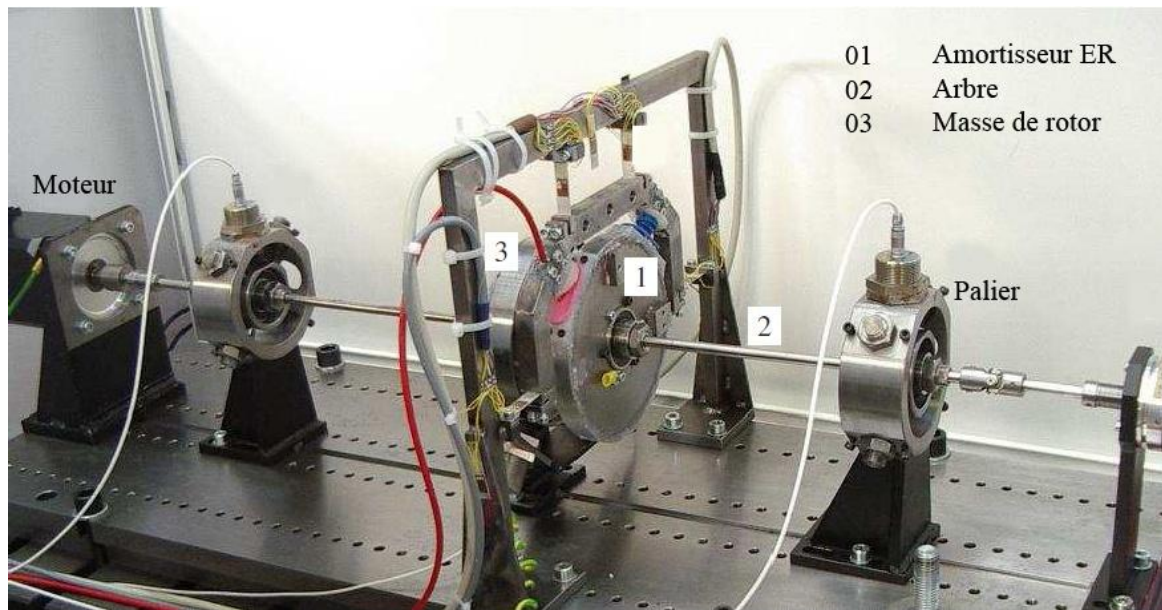


Figure 1.24. Banc d'essai d'un amortisseur électrorhéologique [60].

Patel *et al.* (2011) [61] ont étudié la conception, la fabrication et les caractéristiques de performance d'un amortisseur électrorhéologiques pour des applications rotatives. Ils ont trouvé que lors de l'application d'une haute tension continue, l'amplitude de vibration diminue de sa valeur maximale à sa valeur minimale.

Jagadish *et al.* (2013) [62] ont étudié l'effet de la température et du champ électrique sur la viscosité apparente et les caractéristiques dynamiques (rigidité et amortissement) d'un film fluide amortisseur court utilisant un fluide électrorhéologique. Ils ont trouvé que les caractéristiques dynamiques augmentent avec le champ électrique lorsque la viscosité augmente, cependant, l'effet inverse se produit à des températures élevées et la structure fibrillée du fluide électrorhéologique est rompue ce qui entraîne une diminution de la viscosité ainsi que les caractéristiques dynamiques.

Kumar et Ranganatha (2013) [63] ont présenté une étude comparative concernant les coefficients de raideur et d'amortissement des fluides conventionnels et électrorhéologiques. Ils ont trouvé que les vibrations de la structure diminuent lorsqu'on contrôle la raideur et l'amortissement d'un fluide électrorhéologique.

Lee (2015) [64] a étudié l'application d'un fluide électrorhéologique à un système de rotor supporté par un palier hydrodynamique qui est soumis à un balourd et une charge dynamique périodique (figure 1.25). Il a trouvé que le fluide électrorhéologique donne une bonne charge portance et diminue l'amplitude du balourd.

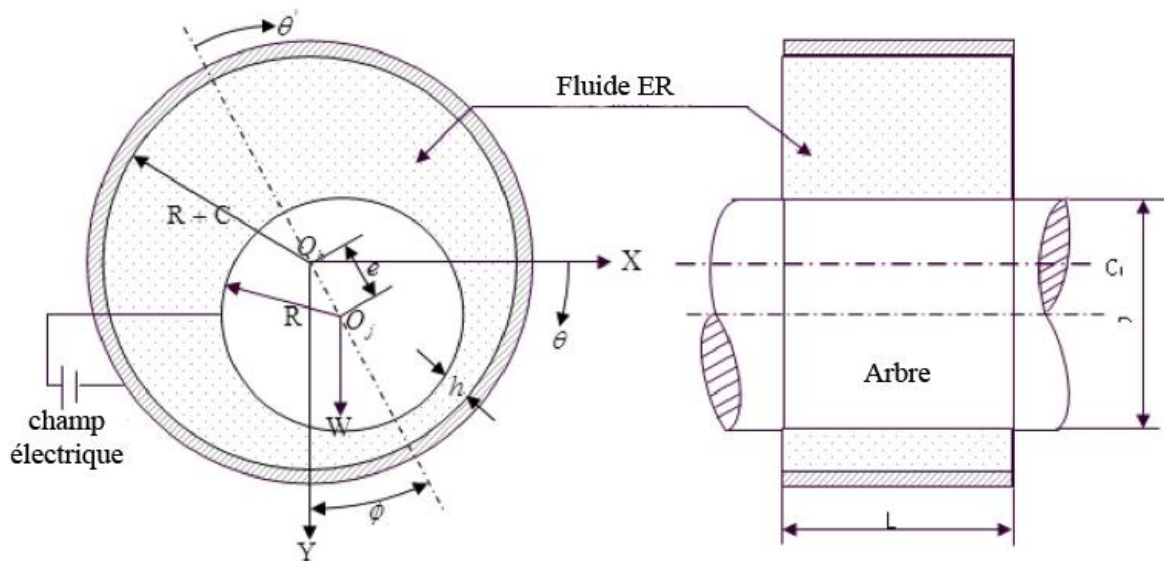


Figure 1.25. Palier lisse alimenté par un fluide électrorhéologique [64].

Les études mentionnées au-dessus sont concernées par les fluides électrorhéologiques positifs. Les fluides électrorhéologiques négatifs ont aussi été étudiés comme des lubrifiants dans les paliers afin de contrôler les vibrations des rotors. L'effet électrorhéologique négatif peut être utilisé dans l'industrie lorsqu'une contrôlable diminution de la viscosité est demandée.

Pecheux et al [65] (1996) ont étudié numériquement un palier d'arbre assemblé avec un film fluide amortisseur (squeeze film damper) et lubrifié par un fluide électrorhéologique afin de contrôler le comportement dynamique du rotor (figure 1.26). Ils ont montré qu'il est possible de contrôler l'amortissement du film fluide amortisseur.

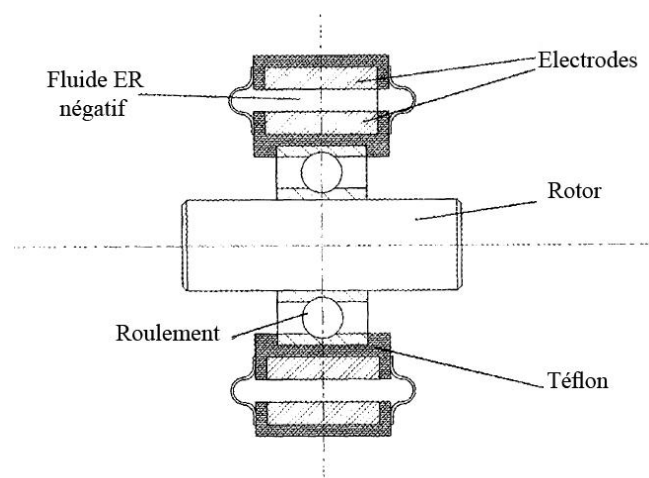


Figure 1.26. Film fluide amortisseur (squeeze film damper) alimenté par un fluide électrorhéologique négatif [65].

Bouzidane et Thomas (2007) [66] ont étudié le comportement d'un rotor supporté par un palier hydrostatique et alimenté par un fluide électrorhéologique négatif (figure 1.27). Ils ont trouvé que, dans le but de réduire la réponse vibratoire du rotor excité par un balourd, il suffit d'utiliser un fluide avec une viscosité élevée afin d'obtenir un amortissement élevé. Cependant, le fluide électrorhéologique négatif doit être activé lors du fonctionnement à des vitesses supérieures aux vitesses critiques sans augmenter les vibrations du rotor. L'utilisation d'un fluide électrorhéologique négatif (NER) est très efficace lorsque la force transmise à la base doit être réduite. Lorsque le rotor fonctionne proche à des vitesses critiques, il ne faut pas activer le champ électrique afin d'obtenir un amortissement élevé. Lorsque la vitesse d'excitation est supérieure à 1.4 fois la vitesse critique, le champ électrique doit être activé afin de réduire l'amortissement. Bouzidane et Thomas (2012, 2013) [67, 68] ont étudié le comportement dynamique non linéaire d'un arbre flexible supporté par un palier hydrostatique intelligent qui est rempli par un fluide électrorhéologique négatif afin de réduire la réponse transitoire et les forces transmises. Ils ont trouvé que la viscosité du fluide à l'intérieur du palier hydrostatique peut être contrôlée à l'aide d'un champ électrique, et que cette approche peut réduire efficacement les vibrations du rotor.

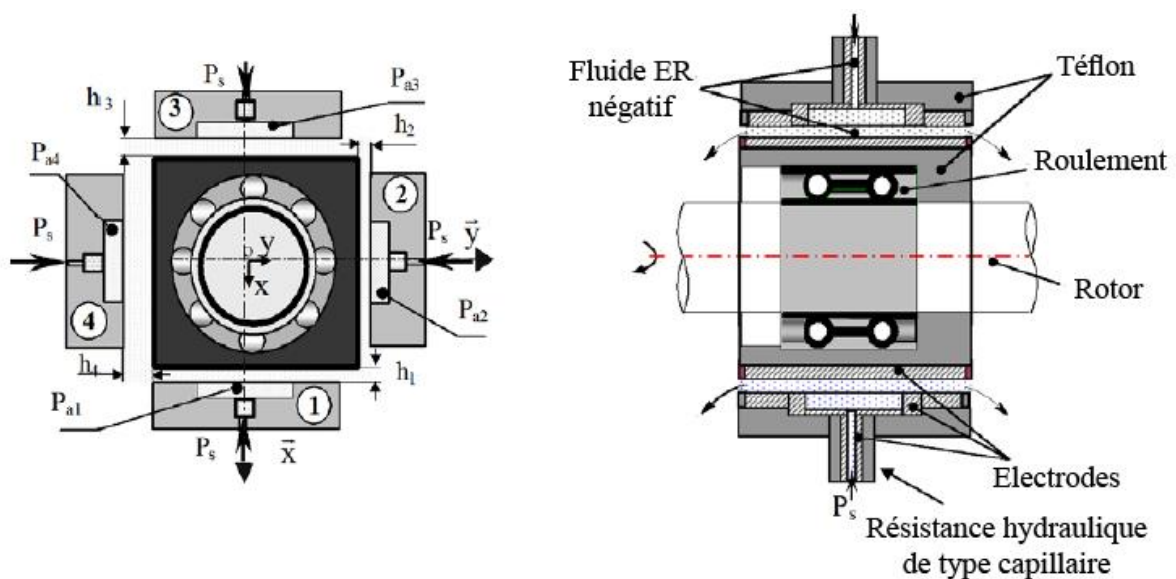


Figure 1.27. Palier à quatre patins hydrostatiques alimenté par un fluide électrorhéologique négatif [66].

1.5. Objectif de la thèse

L'objectif de cette thèse est d'étudier numériquement les effets du champ électrique, le rapport de pression et le rapport de dimensions du patin sur les caractéristiques de performances d'un palier hydrostatique à trois patins lubrifiés par un fluide électrorhéologique négatif à travers trois valves électrorhéologiques. Un modèle numérique basé sur la théorie linéaire est élaboré et présenté.

Un palier hydrostatique à trois patins a été déjà conçu par Bouzidane et Thomas [69].

L'idée originale de ce travail est d'appliquer le champ électrique juste dans la valve électrorhéologique au lieu de l'appliquer dans le palier (figure 1.28). Ce nouveau palier facilite l'application du champ électrique et démontre que la viscosité d'un fluide intelligent dans chaque valve électrorhéologique peut être contrôlée en utilisant un champ électrique afin de contrôler les caractéristiques statiques et dynamiques. Les résultats montrent que les caractéristiques du palier hydrostatique peuvent être considérablement modifiées par l'application d'un champ électrique.

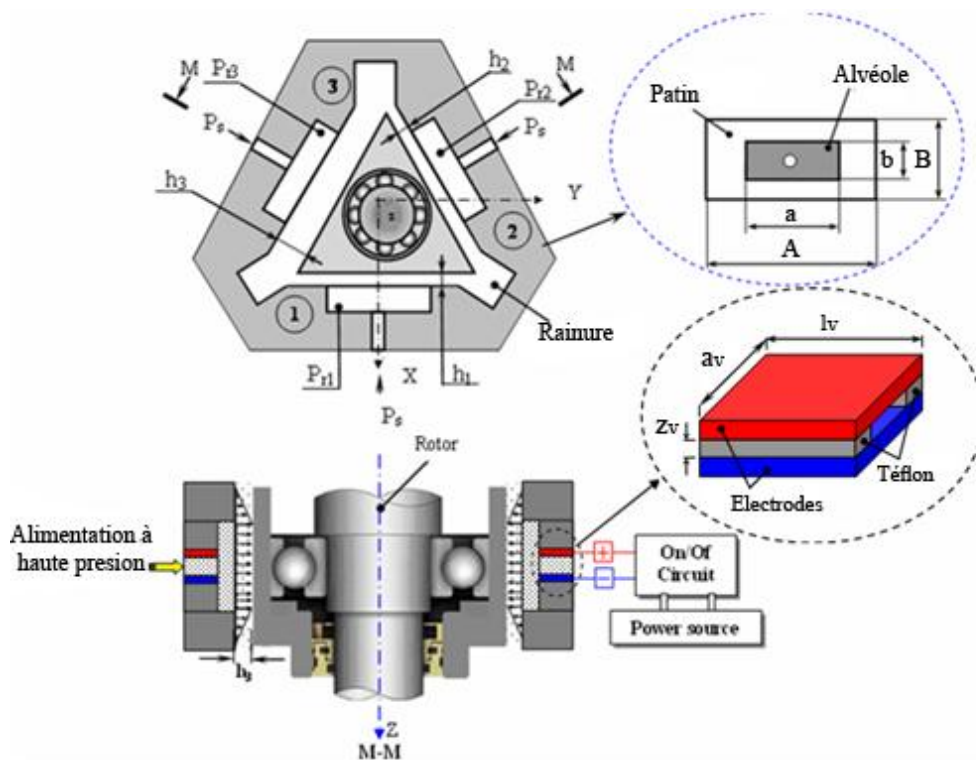


Figure 1.28. Palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques.

1.6. Conclusion

Dans ce chapitre, Nous avons décrit les différents types de paliers couramment utilisés dans l'industrie avec la remarque que chaque type a des avantages et inconvénients, et que chaque type a son rôle dans les applications industrielles.

Une étude concernant les fluides intelligents a été aussi réalisée. Nous avons vu que ces fluides ont été étudiés par plusieurs chercheurs récemment surtout dans le domaine de contrôle de vibration des rotors, et que ces fluides ont trouvé des applications réelles dans ce domaine.

En plus, nous avons présenté des travaux faits dans le domaine de contrôle de vibrations des rotors à l'aide des fluides électrorhéologiques positifs et négatifs.

Et enfin, nous avons présenté l'objectif de cette thèse avec un schéma d'un palier hydrostatique à trois patins alimentés par un fluide électrorhéologique négatifs à travers trois valves électrorhéologiques.

CHAPITRE 2

ETUDE NUMERIQUE D'UN PALIER A TROIS PATINS HYDROSTATIQUES ALIMENTES PAR DES VALVES ELECTORHEOLOGIQUES

CHAPITRE 2

ETUDE NUMERIQUE D'UN PALIER A TROIS PATINS HYDROSTATIQUES ALIMENTES PAR DES VALVES ELECTORHEOLOGIQUES

2.1. Introduction

L'objectif de ce chapitre est de calculer les caractéristiques de performance d'un palier à trois patins hydrostatiques alimenté par des valves électrorhéologiques, ainsi que l'amplitude de vibration et la force transmise au palier.

La méthode utilisée pour le calcul est la méthode numérique basée sur la théorie linéaire.

Les caractéristiques statiques et dynamiques sont déterminées à partir de la résolution de l'équation de Reynolds en supposant que l'écoulement du fluide est incompressible et le régime est laminaire, isotherme et permanent.

2.2. Schématisation d'un palier à trois patins hydrostatiques intelligents

Un rotor rigide vertical est monté sur un palier hydrostatique intelligent composé de trois patins hydrostatiques identiques est présenté dans la figure 2.1 [26].

Un fluide électrorhéologique négatif est alimenté à partir d'une source externe sous pression (P_s) au palier hydrostatique à travers trois valves électrorhéologiques. Les caractéristiques de performance peuvent être obtenues en considérant le palier comme la juxtaposition des trois patins hydrostatiques.

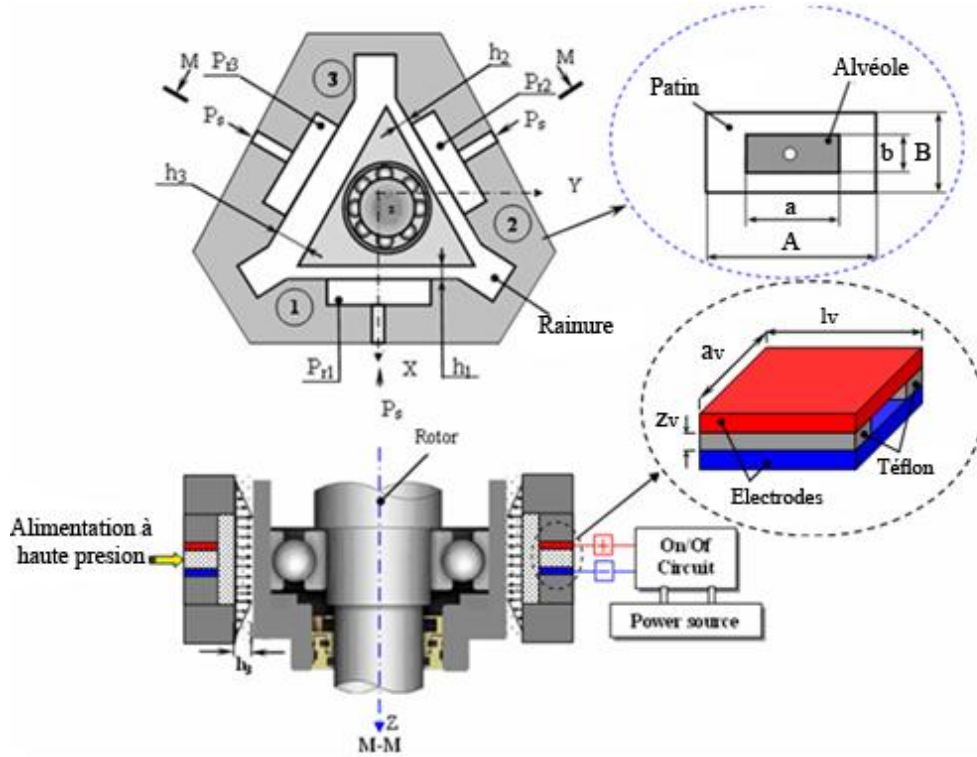


Figure 2.1. Schématisation d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques.

Soit h_0 l'épaisseur du film en position centrée:

- L'épaisseur du film de la butée hydrostatique à simple effet n°1:

$$h_1 = h_0 - x_1^* \quad (2.1)$$

- L'épaisseur du film de la butée hydrostatique à simple effet n°2:

$$h_2 = h_0 - x_2^* \quad (2.2)$$

- L'épaisseur du film de la butée hydrostatique à simple effet n°3:

$$h_3 = h_0 - x_3^* \quad (2.3)$$

Où x_1^* , x_2^* et x_3^* sont obtenus comme suit (figure 2.2):

$$\begin{cases} x_1^* = x \\ x_2^* = -x \cos(\pi/6) + y \sin(\pi/6) \\ x_3^* = -x \cos(\pi/6) - y \sin(\pi/6) \end{cases} \quad (2.4)$$

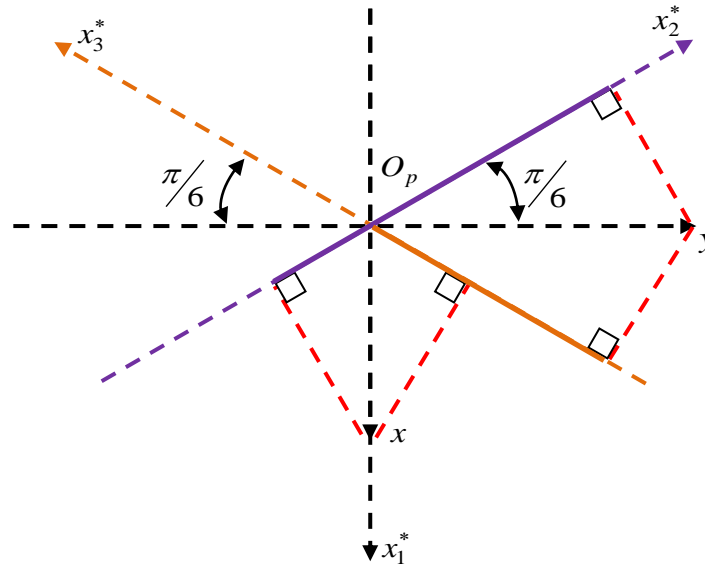


Figure 2.2. Système d'axes.

Les vitesses d'écrasement pour les trois butées hydrostatiques à simple effet sont obtenues comme suit:

$$\begin{cases} \dot{h}_1 = \frac{dh_1}{dt} = -\dot{x} \\ \dot{h}_2 = \frac{dh_2}{dt} = \dot{x} \cos(\pi/6) - \dot{y} \sin(\pi/6) \\ \dot{h}_3 = \frac{dh_3}{dt} = \dot{x} \cos(\pi/6) + \dot{y} \sin(\pi/6) \end{cases} \quad (2.5)$$

2.3. Valve électrorhéologique

La valve électrorhéologique, comme représentée dans la figure 2.1, est composée d'une paire d'électrodes plates et un isolant (Téflon). a_v , l_v et z_v représentent les dimensions de la valve électrorhéologique.

- Les électrodes de chaque valve électrorhéologique sont fixes.
- La valve est conçue selon le mode d'écoulement. Dans ce mode, les caractéristiques d'écoulement telles que la vitesse et la pression sont contrôlées en variant le champ électrique appliqué.
- Une source d'énergie est nécessaire pour générer un champ électrique avec un circuit on-off qui contrôle l'application du champ électrique.

- Le champ électrique appliqué induit une séparation du fluide en deux phases adjacentes de fraction volumique haute et basse sous l'action du champ sur les particules chargées qui se déplacent vers une électrode, et par conséquent, la viscosité apparente peut être réduite de 0.3 à 0.0609 par une tension variant de 0 à 3 kV/mm [39].

2.4. Calcul d'un palier hydrostatique

Le calcul des caractéristiques d'un palier hydrostatique à trois patins peut être effectué de deux manières différentes:

- Soit en considérant le palier comme un ensemble indissociable;
- Soit en considérant le palier comme la juxtaposition de trois butées hydrostatiques à simple effet, qui par assemblage, constituent le palier hydrostatique. Dans ce cas, le calcul des caractéristiques de chaque patin se fait successivement.

Nous allons utiliser la seconde méthode car elle est couramment utilisée.

Elle nous permet de réduire les dimensions de programme de calcul, mais impose la connaissance de la pression dans l'alvéole et les pressions aux extrémités libres au niveau de chaque butée à simple effet.

Le calcul des caractéristiques du palier revient donc, au calcul des caractéristiques de trois butées hydrostatiques partielles dont l'étude est analogue à celle d'une butée hydrostatique à simple effet.

2.5. Equation de Reynolds

Le calcul de la répartition de pression pour chaque butée hydrostatique $P_i(x_i, z_i, t)$ peut être gouverné par l'équation de Reynolds.

Dans la butée hydrostatique, si l'on suppose qu'il n'existe pas de glissement entre le fluide et les parois, les conditions aux limites associées au champ de vitesse sont les suivantes (figure 2.3):

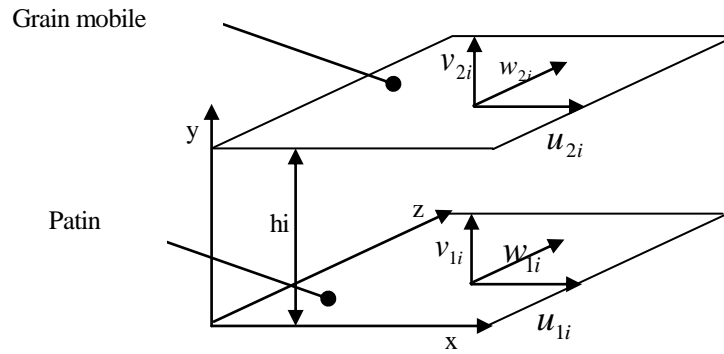


Figure 2.3. Conditions aux limites d'une butée hydrostatique.

Sur le patin ($y = 0$) : $U_{1i} = 0 ; V_{1i} = 0 ; W_{1i} = 0$

Sur le grain mobile ($y = h_i$) : $U_{2i} = 0 ; V_{2i} = \dot{h}_i ; W_{2i} = 0$.

Où :

U_{1i} ; V_{1i} et W_{1i} Sont respectivement les vitesses de surface du patin relatives à la butée à simple n°i dans les directions X, Y et Z.

U_{2i} ; V_{2i} et W_{2i} Sont respectivement les vitesses de surface du grain mobile relatives à la butée à simple n°i dans les directions X, Y et Z.

Avec ces conditions et pour un fluide incompressible, laminaire, isovisqueux et sans inertie, l'équation de Reynolds pour l'écoulement de Poiseuille peut être écrite comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial P_i(x_i, z_i, t)}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial z_i} \left(\frac{\partial P_i(x_i, z_i, t)}{\partial z_i} \right) = 12 \frac{\mu_{ERO}}{h_i^3} \dot{h}_i \quad (2.6)$$

Où :

$$0 \leq x_i \leq A \text{ et } 0 \leq z_i \leq B ;$$

P_i est le champ de pression hydrostatique pour chaque butée;

h_i est l'épaisseur du film pour chaque butée hydrostatique;

\dot{h}_i est la vitesse d'écrasement pour chaque butée hydrostatique;

μ_{ERO} est la viscosité du fluide électrorhéologique pour un champ électrique $E=0$ kV/mm.

Il est supposé que les surfaces des canaux ne sont pas autorisés à avoir une inclinaison et / ou un défaut d'alignement pendant le fonctionnement. Pour cette raison, les termes $\partial h_i / \partial x_i$ et $\partial h_i / \partial z_i$ ont été ignorés dans l'équation 2.6.

2.5.1. Conditions aux limites

Afin de résoudre l'équation de Reynolds, on suppose que:

- La profondeur d'alvéole est considérée comme très profonde;
- À la limite externe, pressions des nœuds sont nulles;
- La pression dans l'alvéole est constante et égal à P_{ri} ;
- Prendre soin de cavitation de films, la pression négative est mise à zéro lors du processus interactif;
- Le débit sortant est égal au débit entrant.

2.6. Calcul du champ de pression

Le champ de pression est déterminé à partir de la résolution de l'équation de Reynolds en utilisant la méthode des différences finies. C'est la méthode la plus utilisée pour les problèmes d'ingénierie puisqu'elle est simple à mettre en œuvre.

2.6.1. Discrétisation de l'équation de Reynolds

La discrétisation de l'équation de Reynolds est faite en découpant le domaine d'intégration en un maillage de rectangles élémentaires et les variables continues X et Z sont remplacées par des variables discrètes I et J .

Le domaine d'intégration est illustré dans la figure 2.4.

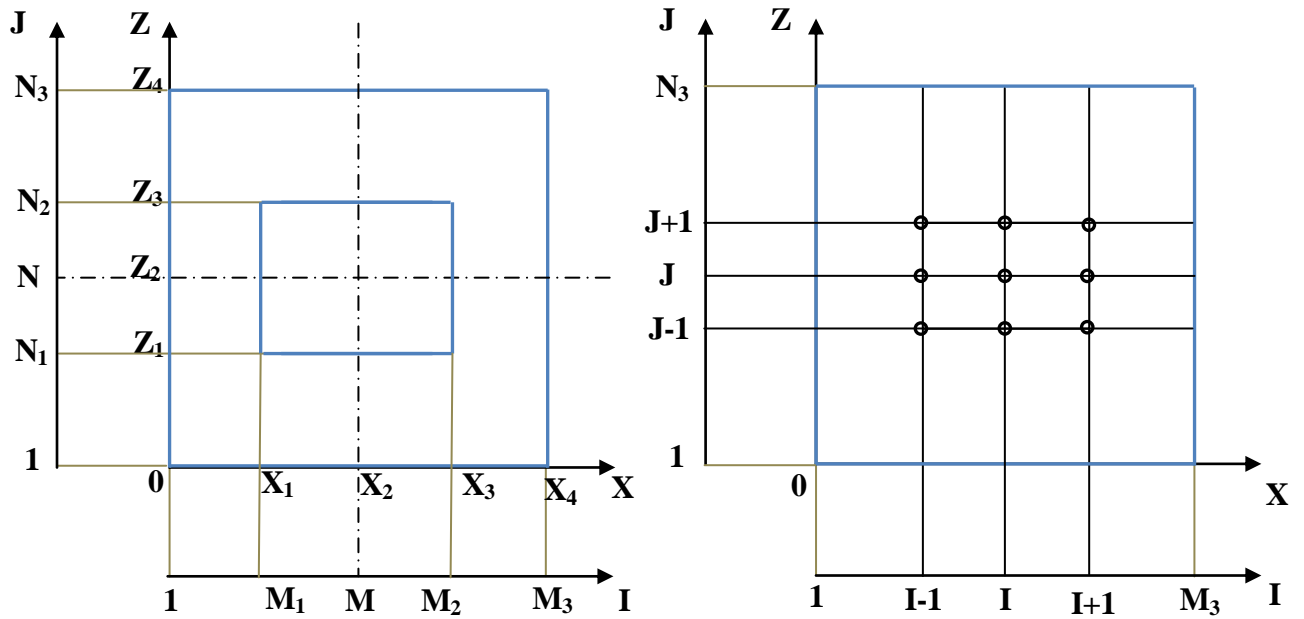


Figure 2.4. Domaine de calcul.

La description d'un nœud est présentée dans la figure 2.5. En utilisant le développement de Taylor au premier ordre et au second ordre, la valeur de la pression P au point de coordonnées I et J est fonction de la valeur de la pression aux points situés au voisinage de ce même point. On obtient les relations suivantes:

$$\begin{aligned} \frac{\partial P_i(I, J)}{\partial X} &= \frac{P_i(I+1, J) - P_i(I-1, J)}{2\Delta X} \\ \frac{\partial P_i(I, J)}{\partial Z} &= \frac{P_i(I, J+1) - P_i(I, J-1)}{2\Delta Z} \\ \frac{\partial^2 P_i(I, J)}{\partial X^2} &= \frac{P_i(I+1, J) - P_i(I-1, J)}{\Delta X^2} \\ \frac{\partial^2 P_i(I, J)}{\partial Z^2} &= \frac{P_i(I, J+1) - P_i(I, J-1)}{\Delta Z^2} \end{aligned} \quad (2.7)$$

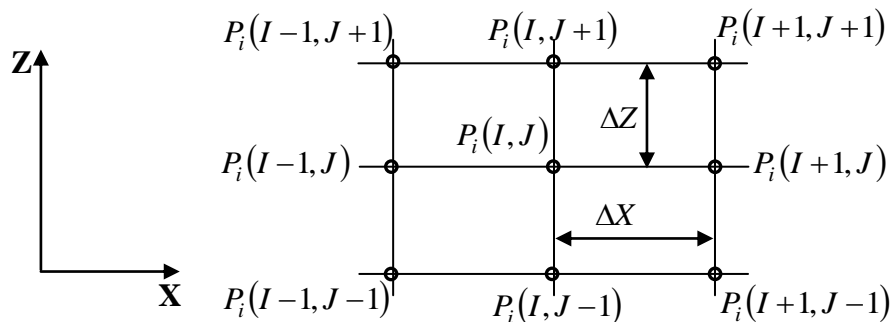


Figure 2.5. Description d'un nœud.

Où ΔX et ΔZ sont les distances séparant deux points consécutifs suivant X et Z respectivement.

En remplaçant les expressions obtenues dans l'équation de Reynolds (Eq 2.6), on obtient la relation suivante pour chaque nœud dans le domaine d'intégration:

$$-2\left(\frac{1}{\Delta X^2} + \frac{1}{\Delta Z^2}\right)P_i(I, J) + \frac{1}{\Delta X^2}(P_i(I+1, J) + P_i(I-1, J)) + \frac{1}{\Delta Z^2}(P_i(I, J+1) + P_i(I, J-1)) = 12 \frac{\mu}{h_i^3} \dot{h}_i \quad (2.8)$$

2.6.2. Résolution numérique du système d'équations

Pour résoudre le système de $M3 N3$ équations, on choisit la méthode itérative de Gauss-Seidel avec coefficient de sur-relaxation. Pour appliquer cette méthode, il suffit d'écrire l'équation aux différences finies sous forme suivant:

$$P_i(I, J)^{(K+1)} = (1 - \Omega)P_i(I, J)^{(K)} + \Omega \left[\begin{aligned} &AR_i + AJ_i (P_i(I+1, J)^{(K+1)} + P_i(I-1, J)^{(K+1)}) + \\ &+ AI_i (P_i(I, J+1)^{(K+1)} + P_i(I, J-1)^{(K+1)}) \end{aligned} \right] \quad (2.9)$$

Où:

- Ω est le coefficient de sur-relaxation;
- AR_i, AJ_i et AI_i sont des coefficients des équations aux différences finies obtenus par

identification ($AR_i = 12AA\mu \frac{\dot{h}_i}{h_i^3}, AJ_i = \frac{AA}{\Delta X^2}, AI_i = \frac{AA}{\Delta Z^2}$ avec $AA = \frac{\Delta X^2 \times \Delta Z^2}{2(\Delta X^2 + \Delta Z^2)}$);

- K et le nombre d'itération.

Puisque le maillage du domaine d'intégration est symétrique par rapport aux axes X et Z, on prend le quart du domaine d'intégration pour réduire les dimensions de programme de calcul (figure 2.6).

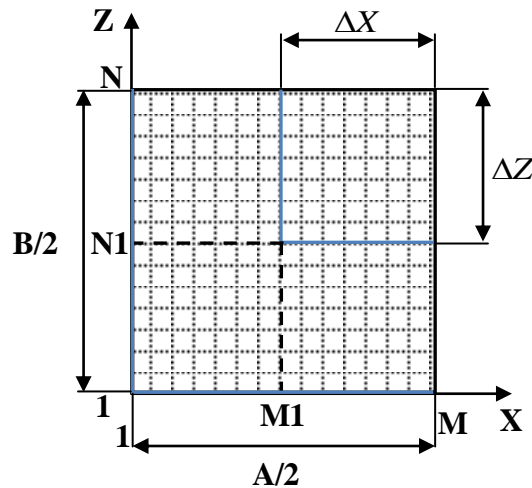


Figure 2.6. Discrétisation d'un quart du domaine d'intégration.

Où:

- M et N représentent les nombres des mailles du domaine suivant X et Z respectivement;
- MP et NP représentent les nombres des mailles du domaine d'alimentation (l'alvéole) suivant X et Z respectivement;
- $M = KA(MP - 1) + 1$ et $N = KB(NP - 1) + 1$;
- $M1 = M - MP + 1$, $M2 = M + MP - 1$ et $M3 = 2M - 1$;
- $N1 = N - NP + 1$, $N2 = N + NP - 1$ et $N3 = 2N - 1$;
- $\Delta X = \frac{A}{2KA(MP - 1)}$ et $\Delta Z = \frac{B}{2KB(NP - 1)}$ avec $KA = A/a$ et $KB = B/b$.

L'application de la méthode de Gauss-Seidel avec un coefficient de sur-relaxation passe par les étapes suivantes:

- Choisir au début un ensemble de valeurs $P(I, J)$, qu'on affecte à la variable $P(I, J)$, correspondant aux nœuds de l'intérieur du domaine d'intégration;
- Les valeurs $P(I, J)$ à la frontière sont données par les conditions aux limites;
- Après, en reportant les valeurs $P(I, J)^0$ dans le second membre de l'équation (2.4) pour tous $I = 2, M - 1$ et $J = 2, N - 1$, on obtient les valeurs $P(I, J)^1$, l'exposant 1 correspond à la première itération;

- On refait la même opération jusqu'à ce que les valeurs $P(I,J)^{(K)}$ et $P(I,J)^{(K+1)}$ en chaque nœud soient suffisamment voisines et le système converge, ainsi on arrête le processus itératif si: $\left| P_i(I,J)^{(K+1)} - P_i(I,J)^{(K-1)} \right| < \varepsilon$, avec $I=2,M-1$, $J=2,N-1$ et ε est la marge d'erreur tolérée sur la pression.

2.6.3. Conditions aux limites

Afin d'intégrer l'équation de Reynolds, il faut tenir compte à la connaissance de la pression d'alvéoles et les conditions aux limites des pressions sur les parois:

$$1) \text{ Pour } I = 1 \text{ et } J = 1, N \Rightarrow P_i(I, J) = P_0$$

$$\text{Pour } J = 1 \text{ et } I = 1, M \Rightarrow P_i(I, J) = P_0$$

Où P_0 est la pression ambiante.

$$2) \text{ Pour } \begin{cases} I \geq M1 \\ J \geq N1 \end{cases} \Rightarrow P_i(I, J) = P_{ai}$$

Où P_{ai} est la pression d'alvéole.

$$3) \text{ Pour } \begin{cases} I = M, J \in]1, N1[\\ \left. \frac{\partial P_i(I, J)}{\partial Z} \right|_M = 0 \end{cases} \Rightarrow P_i(I, J) \text{ est déterminé par la résolution de l'équation de}$$

Reynolds.

$$4) \text{ Pour } \begin{cases} J = N, I \in]1, M1[\\ \left. \frac{\partial P_i(I, J)}{\partial X} \right|_N = 0 \end{cases} \Rightarrow P_i(I, J) \text{ est déterminé par la résolution de l'équation de}$$

Reynolds.

2.7. Caractéristiques de performances

2.7.1. Charge portante

La charge portante pour chaque butée hydrostatique est obtenue en intégrant le champ de pression suivant la surface de la butée.

$$W_{pi} = \int_s P_i dS = \int_0^A \int_0^B P_i dx dy \quad (2.10)$$

Où S est la surface de contact et ds est un élément de surface.

La charge portante est déterminée par l'intégration du champ de pression en utilisant la méthode d'intégration numérique des Trapèzes, On obtient:

$$W_{P_i} = 4 \left[\begin{aligned} & \sum_{J=2}^{N-1} \sum_{I=2}^{M-1} P_i(I, J) \Delta X \Delta Z + \frac{1}{2} \left[\sum_{I=2}^{M-1} (P_i(I, 1) + P_i(I, N)) \right] \Delta X \Delta Z + \\ & + \frac{1}{2} \left[\sum_{j=2}^{N-1} (P_i(1, J) + P_i(M, J)) \Delta X \Delta Z \right] \\ & + \frac{1}{4} [P_i(1, 1) + P_i(1, N) + P_i(M, 1) + P_i(M, N)] \Delta X \Delta Z \end{aligned} \right] \quad (2.11)$$

2.7.2. Débit de lubrifiant

2.7.2.1. Débit de lubrifiant sortant de l'alvéole

Le débit volumique est utilisé pour les fluides incompressibles ; il est donné par le flux de la vectrice vitesse à travers une surface perpendiculaire au film.

$$Q_{si} = Q_{xi}^- + Q_{xi}^+ + Q_{zi}^- + Q_{zi}^+ \quad (2.12)$$

En raison de symétrie, le débit sortant peut être écrit comme suit:

$$Q_{si} = 2(Q_{xi}^- + Q_{zi}^-) \quad (2.13)$$

- **Suivant l'axe x**

$$Q_{xi}^- = \int_0^B dz \int_0^{h_i} u_{xi} dy; \quad u_{xi} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (y - h_i)y \quad (2.14)$$

- **Suivant l'axe z**

$$Q_{zi}^- = \int_0^A dx \int_0^{h_i} u_{zi} dy; \quad u_{zi} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} (y - h_i)y \quad (2.15)$$

Où: Q_{xi}^- et Q_{zi}^- sont les débits sortant de chaque butée hydrostatique suivant x_i et z_i respectivement; u_{xi} et u_{zi} sont les vitesses d'écoulement pour chaque butée hydrostatique suivant x et y respectivement.

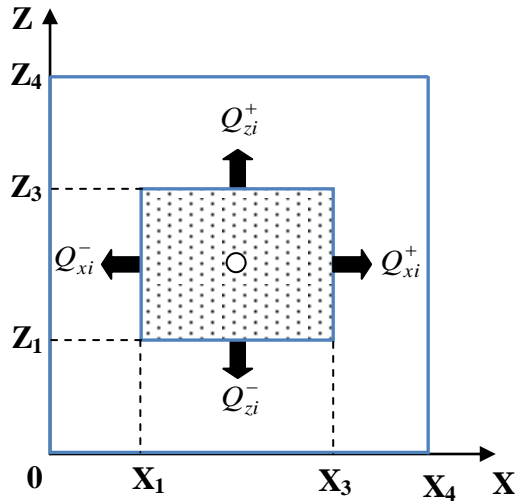


Figure 2.7. Débit sortant de l'alvéole.

Les débits sortant de l'alvéole peuvent être calculés en utilisant la méthode d'intégration numérique des Trapèzes, on obtient pour un quart du domaine d'intégration :

$$Q_{xi}^- = \frac{h_i^3}{6\mu} \left[\frac{\Delta Z}{2\Delta X} [(P_i(M1, N1) - P_i(M1-1, N1)) + (P_i(M1, N) - P_i(M1-1, N))] \right] + \frac{h_i^3}{6\mu} \left[\frac{\Delta Z}{\Delta X} \left[\sum_{J=N1+1}^{N-1} (P_i(M1, J) - P_i(M1-1, J)) \right] \right] \quad (2.16)$$

$$Q_{zi}^- = \frac{h_i^3}{6\mu} \left[\frac{\Delta X}{2\Delta Z} [(P_i(M1, N1) - P_i(M1, N1-1)) + (P_i(M, N1) - P_i(M, N1-1))] \right] + \frac{h_i^3}{6\mu} \left[\frac{\Delta X}{\Delta Z} \left[\sum_{I=M1-1}^{M-1} (P_i(I, N1) - P_i(I, N1-1)) \right] \right] \quad (2.17)$$

2.7.2.2. Débit de la variation du volume dans l'alvéole

Le débit dû à la variation du volume dans l'alvéole relatif à la butée à simple effet n°i est donné par :

$$Q_{vi} = S_a \dot{h}_i \quad (2.18)$$

2.7.2.3. Débit de lubrifiant total

Le débit total nécessaire pour le palier hydrostatique:

$$Q_T = \sum_{i=1}^3 Q_{si} \tag{2.19}$$

$$Q_{si} = Q_{xi} + Q_{zi} + Q_{vi} \tag{2.20}$$

2.7.3. Débit de la valve électrorhéologique

Le débit du fluide intelligent à travers la valve électrorhéologique est exprimé comme suit:

$$Q_{ERvi} = \frac{a_v Z_v^3}{12 l_v \mu_{ER}} (P_s - P_{ri}) \tag{2.21}$$

Où a_v , l_v et z_v sont les dimensions de la valve électrorhéologique, μ_{ER} est la viscosité du fluide électrorhéologique.

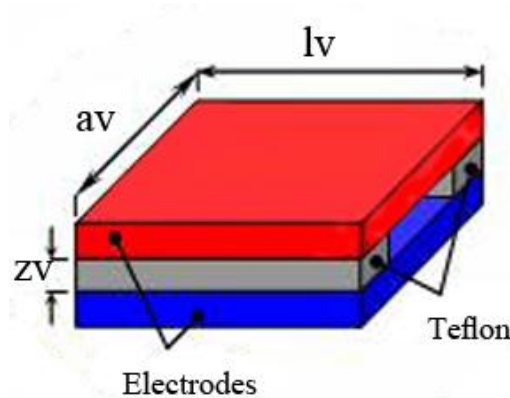


Figure 2.8. Schématisation de la valve électrorhéologique.

2.7.4. Pression d'alvéole

La pression d'alvéole est obtenue en résolvant l'équation de la conservation du débit volumique (équation 2.22). Le calcul peut être effectué par des méthodes itératives (à savoir la méthode de la sécante).

$$Q_{ERvi} = Q_{si} \tag{2.22}$$

2.7.5. Caractéristiques dynamiques

Une étude linéaire est faite en supposant que l'arbre est parfaitement rigide et en se limitant aux petits déplacements au voisinage d'une position d'équilibre statique, pour cela on doit passer par deux étapes:

- Une analyse statique permettant de déterminer la position d'équilibre de l'arbre à l'intérieur de la butée sous une charge extérieure;
- Une analyse dynamique linéarisée pour le mouvement du grain mobile (la ligne d'arbre) au voisinage de la position d'équilibre statique O;

Cette analyse linéaire du comportement d'une butée fluide autour de la position d'équilibre statique permet de modéliser le film lubrifiant par des coefficients de raideur et d'amortissement (figure 2.14).

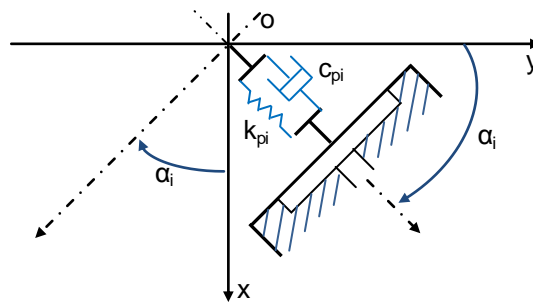


Figure 2.9. Schématisation de la raideur et l'amortissement pour une butée hydrostatique.

La détermination de ces coefficients permet de [4]:

- connaître la stabilité d'un point de fonctionnement (masse critique);
- introduire l'effet du film fluide sur la réponse d'une structure (ligne d'arbre soumis à des sollicitations dynamiques de faible amplitude);
- rechercher les vitesses critiques de la ligne d'arbre.

2.7.5.1. Coefficients dynamiques d'une butée hydrostatique à simple effet

Le calcul des coefficients dynamiques se fait par une méthode de petits déplacements et vitesses de déplacements. Si on impose un petit déplacement x_1 et une petite vitesse de déplacement \dot{x}_1 au voisinage de la position d'équilibre statique (x_0, y_0) colinéaire à l'axe (o, x) , on peut écrire [4]:

$$W_{p1}\left(x_0 + x_1, y_0, \dot{x}_1, \dot{y}_1 = 0\right) = W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0) + x_1 \left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1}\right)_0 + \dot{x}_1 \left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1}\right)_0 + \dots \quad (2.23)$$

En se limitant au premier ordre, on peut écrire la relation (2.23) comme suit:

$$W_{p1}\left(x_0 + x_1, y_0, \dot{x}_1, \dot{y}_1 = 0\right) - W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0) = -K_{p1}x_1 - C_{p1}\dot{x}_1 \quad (2.24)$$

Les coefficients K_{p1} et C_{p1} représentent les coefficients de raideur et d'amortissement dus à l'existence du film lubrifiant de la butée hydrostatique à simple effet n°1, au voisinage du point d'équilibre statique. Ils sont obtenus après identification des équations (2.23) et (2.24) comme suit [4]:

$$K_{p1} = -\left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1}\right)_0 \quad (2.25)$$

$$C_{p1} = -\left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1}\right)_0 \quad (2.26)$$

Les coefficients de raideur et d'amortissement sont calculés en utilisant la méthode de différentiation numérique où les dérivées partielles sont calculées numériquement.

L'application de cette méthode passe par les étapes suivantes:

- Recherche de la position d'équilibre statique caractérisée par (x_0, y_0) ;
- Calcul de la dérivée $\left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1}\right)_0$, l'équation est résolue pour la position du centre du

grain mobile défini par: $\left(x_1 = \Delta x_0, y_1 = 0, \dot{x}_1 = 0, \dot{y}_1 = 0\right)$

L'intégration du champ de pression permet de calculer W_{p1} en cette position, donc:

$$K_{p1} = -\frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1} = -\frac{W_{p1}(x_0 + \Delta x_0, y_0, 0, 0) - W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0)}{\Delta x_0} \quad (2.27)$$

- Calcul de la dérivée $\left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1} \right)_0$, L'équation est résolue pour position définie par:

$$\left(x_1 = 0, y_1 = 0, \dot{x}_1 \neq 0, \dot{y}_1 = 0 \right), \text{ donc:}$$

$$C_{p1} = - \frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1} = - \frac{W_{p1}(x_0, y_0, \dot{x}_1, 0) - W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0)}{\dot{x}_1} \quad (2.28)$$

2.7.5.2. Coefficients dynamiques équivalents

Les coefficients de raideur et d'amortissement équivalents peuvent être obtenus comme suit [69, 70]:

$$[K_p] = \sum_{i=1}^{i=3} K_{pi} \begin{bmatrix} \cos^2(\alpha_i) & -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) \\ -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) & \sin^2(\alpha_i) \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

$$[C_p] = \sum_{i=1}^{i=3} C_{pi} \begin{bmatrix} \cos^2(\alpha_i) & -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) \\ -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) & \sin^2(\alpha_i) \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

2.7.6. Dynamique de rotor

Afin d'étudier le comportement dynamique linéaire du rotor, il faut calculer l'amplitude de vibrations et la forces transmise au bâti.

Soit (O_j, x, y) les coordonnées du centre de palier (figure 2.10).

Le rotor est déséquilibré avec un centre d'inertie (O_b) à une distance e du centre géométrique O_j .

L'équation du mouvement du rotor en coordonnées cartésiennes peut être s'écrit comme suit:

$$\begin{cases} M \ddot{x} = F_x + Me_x \omega^2 \cos \omega t \\ M \ddot{y} = F_y + Me_y \omega^2 \sin \omega t \end{cases} \quad (2.31)$$

Où:

- M est la masse du rotor;
- e_x et e_y sont les excentricités suivant x et y respectivement;
- ω est la fréquence d'excitation;
- F_x et F_y sont les forces hydrostatiques suivant x et y respectivement.

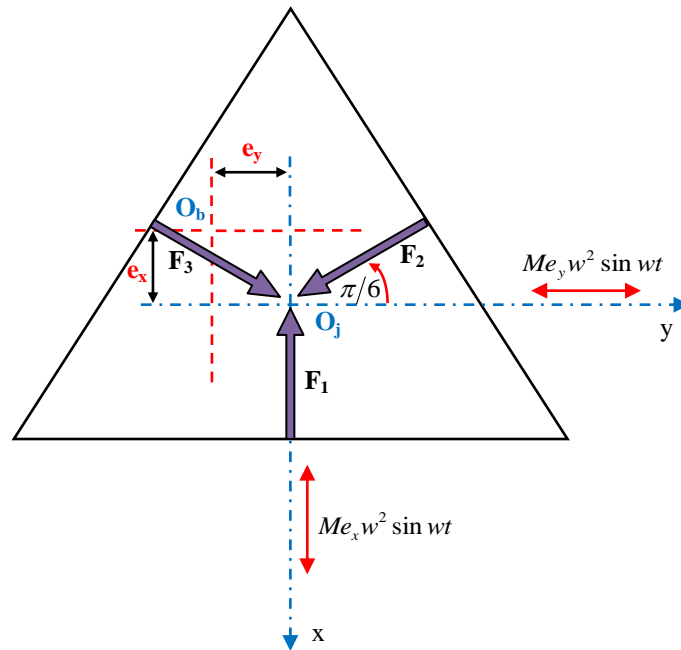


Figure 2.10. Rotor relatif à un palier hydrostatique à trois patins soumis à un balourd.

Les forces hydrostatiques sont déterminées comme suit (figure 2.10):

$$\begin{cases} F_x = K_{eqx} h_i - C_{eqx} \dot{h}_i \\ F_y = K_{eqy} h_i - C_{eqy} \dot{h}_i \end{cases} \quad (2.32)$$

Les réponses des déplacements dues à un balourd sont écrites comme suit:

$$\begin{cases} x(t) = X \cos(\omega t - \varphi_x) \\ y(t) = Y \sin(\omega t - \varphi_y) \end{cases} \quad (2.33)$$

Alors, l'amplitude des vibrations A peut être obtenue par la relation suivant:

$$A = \sqrt{X + Y} \quad (2.34)$$

Où:

$$X = \frac{Me_x w^2 / K_{eq}}{\sqrt{(1-r_x^2)^2 + (2\zeta_x r_x)^2}} \quad (2.35)$$

$$Y = \frac{Me_y w^2 / K_{eqy}}{\sqrt{(1-r_y^2)^2 + (2\zeta_y r_y)^2}} \quad (2.36)$$

La force transmise au bâti peut être obtenue comme suit:

$$F_t = \sqrt{F_{tx} + F_{ty}} \quad (2.37)$$

Où:

$$F_{tx} = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta_x r_x)^2}}{\sqrt{(1-r_x^2)^2 + (2\zeta_x r_x)^2}} \quad (2.38)$$

$$F_{ty} = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta_y r_y)^2}}{\sqrt{(1-r_y^2)^2 + (2\zeta_y r_y)^2}} \quad (2.39)$$

$$\text{Avec } r = \frac{\omega}{\omega_n}, \zeta = \frac{C_{eq}}{2\sqrt{MK_{eq}}}.$$

Où ζ est le taux d'amortissement et ω_n est la fréquence naturelle.

2.8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude statique et dynamique d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par un fluide électrorhéologique négatif à travers trois valves électrorhéologiques.

Les caractéristiques calculées sont les caractéristiques statiques telles que la charge portante et le débit de lubrifiant, et les caractéristiques dynamiques telles que le coefficient de raideur et d'amortissement.

Une étude sur la dynamique de rotor a été aussi présentée afin de calculer l'amplitude de vibration et la force transmise au bâti.

CHAPITRE 3

RESULTATS NUMERIQUES ET INTERPRETATIONS

CHAPITRE 3

RESULTATS NUMERIQUES ET INTERPRETATIONS

3.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés de présenter et d'interpréter les résultats obtenus de notre modèle numérique.

Nous avons étudié les influences du champ électrique, rapport de pression et rapport de configurations géométriques sur les caractéristiques de performance d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par un fluide électrorhéologique négatif à travers trois valves électrorhéologiques, ainsi que l'influence de l'application du champ électrique sur l'amplitude de vibration et les forces transmises au bâti.

Les paramètres numériques appliqués pour le calcul sont présentés dans le tableau 3.1.

Tableau 3.1 : Paramètres de simulation.

Paramètres	SI
La surface du patin hydrostatique: $S_b = A \times B$	33.7510^{-6} m^2
Le rapport de dimensions: $a/A=b/B$	0.5
La pression d'alimentation : P_s	5 MPa
La longueur de la valve électrorhéologique: l_v	0.01 m
La largeur de la valve électrorhéologique: a_v	0.012 m
L'épaisseur du film de la valve: z_v	0.00025m
La masse de rotor: M	50 Kg

Le fluide électrorhéologique négatif utilisé dans cette étude est le fluide obtenu par Boissy *et al.* [39]. La viscosité expérimentale obtenue par Boissy peut être interpolée comme une forme polynomiale comme suit [66, 67]:

$$\mu_{ER} = a_3 E^3 + a_2 E^2 + a_1 E + a_0 \quad (3.1)$$

$$\text{Avec: } a_3 = -8.410^{-12}; a_2 = 7.410^{-8}; a_1 = -2.2610^{-4}; a_0 = 0.3$$

La variation de la viscosité du fluide électrorhéologique négatif obtenue par Boissy en fonction du champ électrique est présentée dans la figure 3.1.

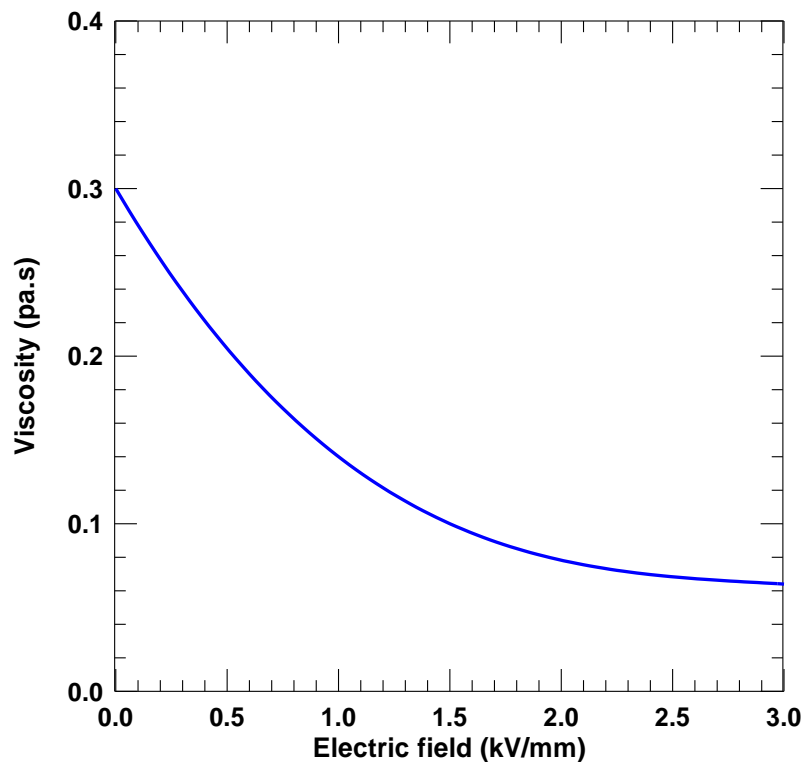


Figure 3.1. Viscosité du fluide électrorhéologique négatif en fonction du champ électrique.

3.2. Organigramme de calcul

L'organigramme de calcul numérique est présenté dans la figure 3.2. Nous avons étudié les caractéristiques de performance du palier intelligent à trois patins hydrostatiques en fonction du champ électrique en variant les valeurs de rapport de pression et le rapport de dimensions.

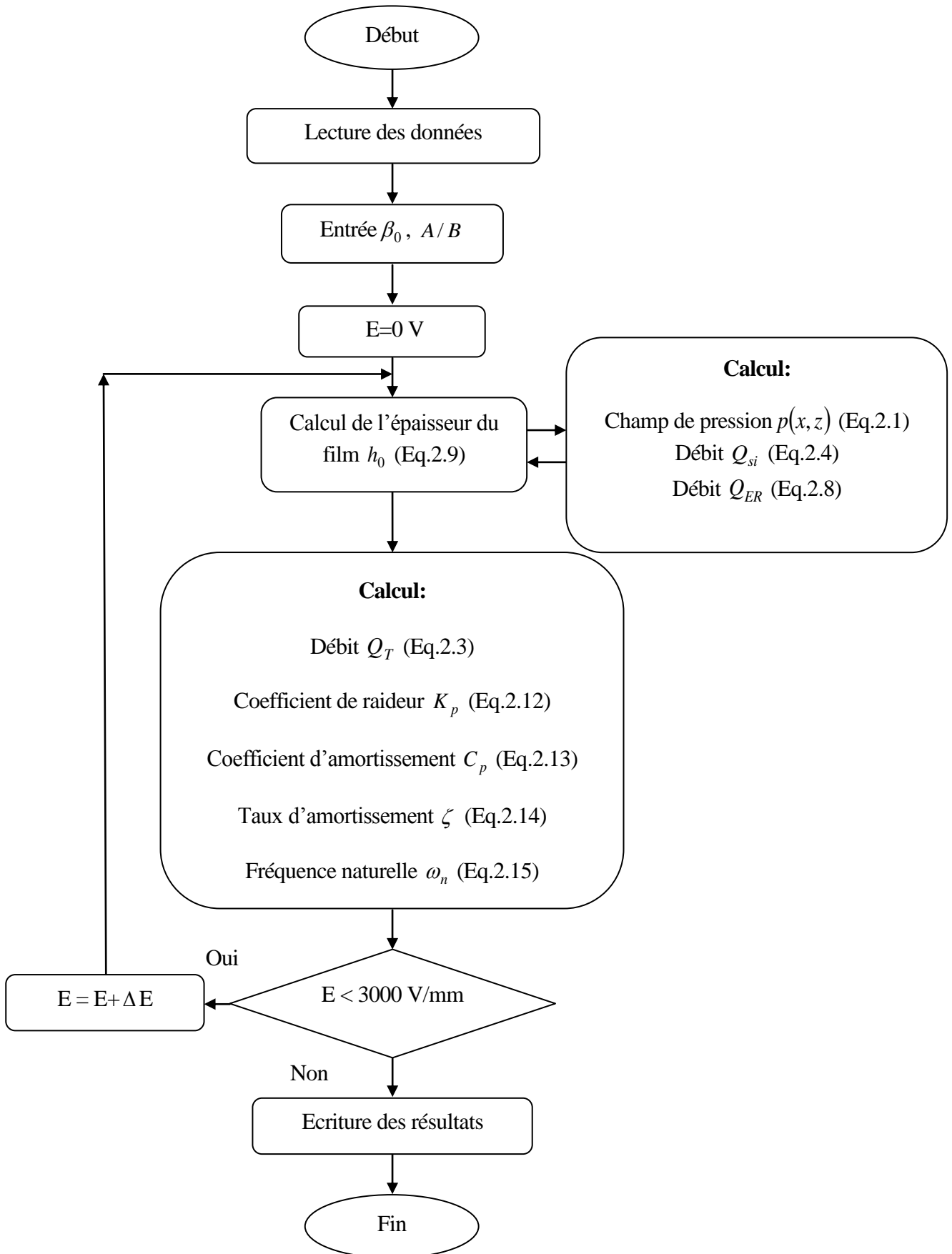


Figure 3.2. Organigramme de calcul des caractéristiques de performance.

3.3. Confirmation du modèle numérique

Afin de confirmer le modèle numérique, une comparaison entre les résultats numériques et analytiques est présentée dans le chapitre 3. Il faut mentionner que les résultats analytiques, présentés en calculant l'épaisseur du film et la rigidité versus le rapport de pression pour un palier à trois patins hydrostatiques compensés par des valves électrorhéologiques, sont déterminés en utilisant les équations suivantes [71, 72]:

$$h_0 = \left[\left(\frac{1 - \beta_{ER0}}{\beta_{ER0}} \right) \left(\frac{k_s}{a_f q_f} \right) \right]^{1/3} \quad (3.2)$$

$$K_{pi} = \frac{3W_{pi}}{h_0} (1 - \beta_{ER}) \quad (3.3)$$

$$\beta_{ER} = 1 / \left(1 + \frac{\mu_{ER} q_f a_f h_0^3}{\mu_{ER0} K_s} \right) \quad (3.4)$$

Où : h_0 est l'épaisseur du film pour $E=0$ kV/mm ; W_{pi} est la charge portante pour chaque butée hydrostatique ($W_{pi} = a_f S_p \beta_{ER} P_s$) ; S_p est la surface de la butée ; a_f et q_f sont les coefficients de la charge et du débit respectivement ($a_f = 0.54$, et $q_f=1.4$ for $A/B=1$ et $a/A=b/B=0.5$) ; k_s est le coefficient de la valve électrorhéologique ($k_s = a_v z_v^3 / 12l_v$) ; β_{ER0} et μ_{ER0} sont le rapport de pression concentrique et la viscosité de la valve électrorhéologique respectivement pour $E=0$ kV/mm: β_{ER} et μ_{ER} sont le rapport de pression et la viscosité de la valve électrorhéologique respectivement lorsque un champ électrique est appliqué.

Figure 3.3 présente la comparaison de l'épaisseur du film entre la méthode numérique et la méthode analytique lorsque le champ électrique $E=0$ kV/mm. Il faut noter que le champ électrique n'a aucune influence sur l'épaisseur du film puisqu'il dépend de la géométrie du palier.

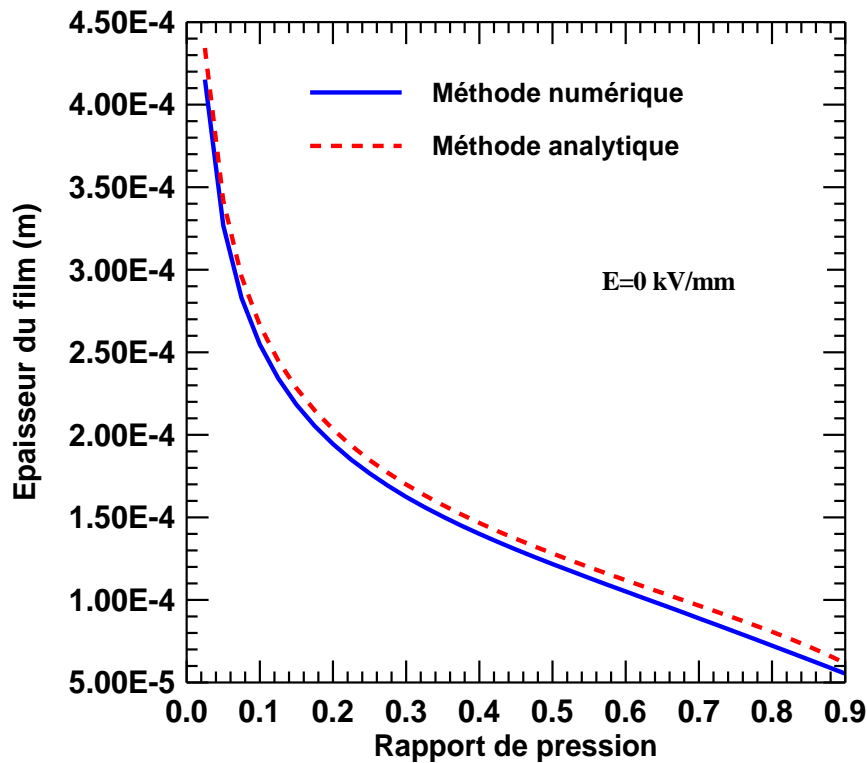


Figure 3.3. Comparaison entre les résultats numériques et analytiques: variation de l'épaisseur du film en fonction de rapport de pression pour $A/B=1$.

Les figures 3.4, 3.5, 3.6 et 3.7 présentent la comparaison du coefficient de raideur entre la méthode numérique et la méthode analytique pour différents champs électriques. Les graphes montrent que la valeur optimale du coefficient de raideur est obtenue pour un rapport de pression proche de 0.65.

Comme montrés sur ces figures, les résultats numériques obtenus dans ce travail s'accordent très bien avec les résultats analytiques. Par conséquent, la comparaison confirme la validité du modèle numérique.

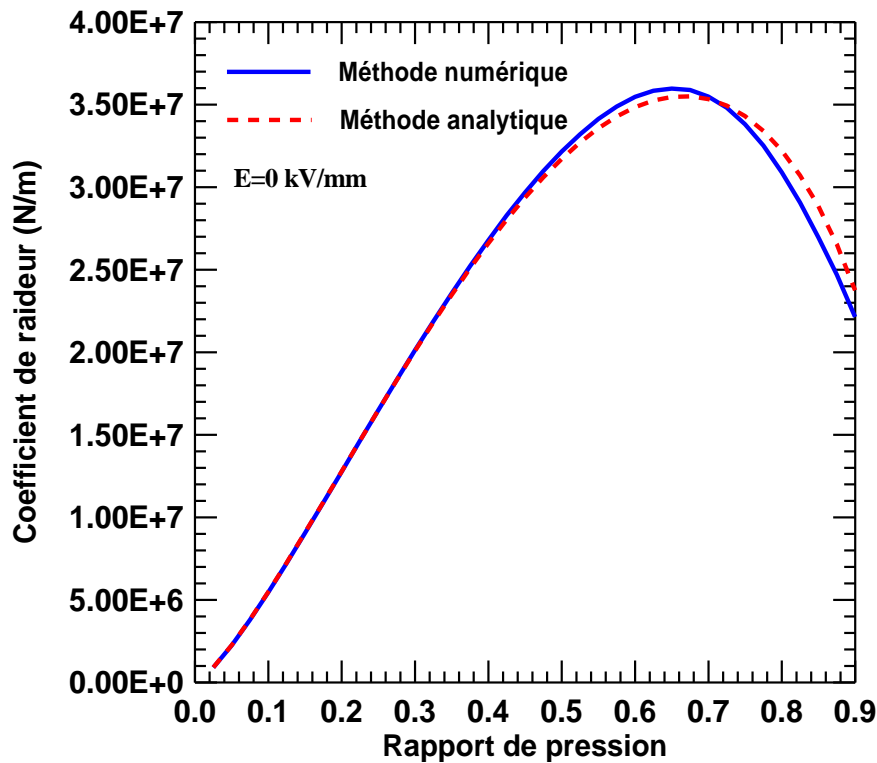


Figure 3.4. Comparaison entre les résultats numériques et analytiques: variation du coefficient de raideur en fonction de rapport de pression pour $E=0$ kV/mm et $A/B=1$.

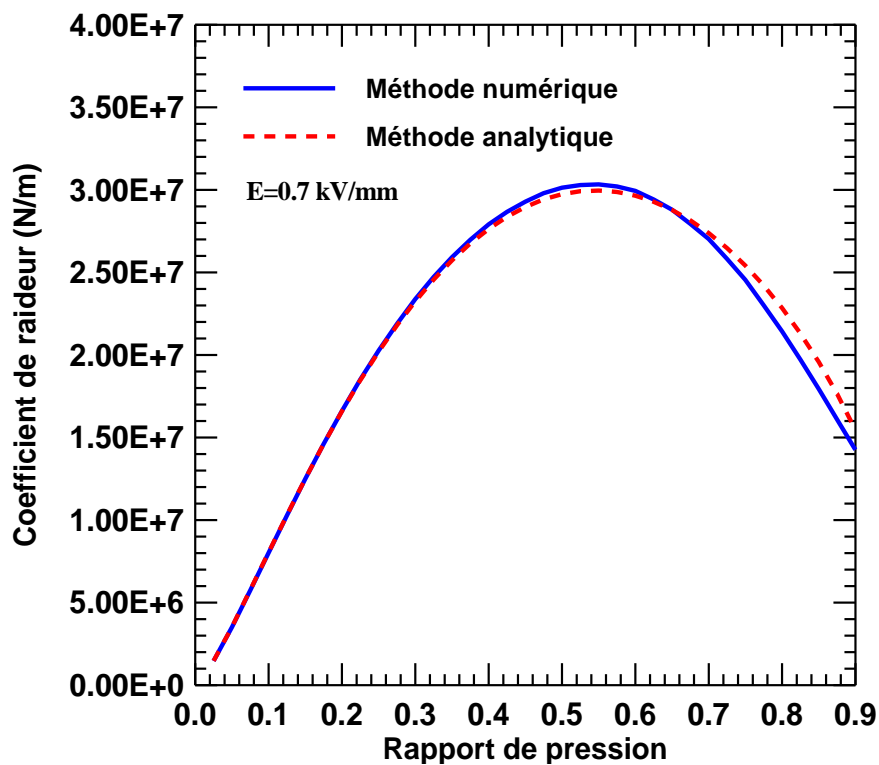


Figure 3.5. Comparaison entre les résultats numériques et analytiques: variation du coefficient de raideur en fonction de rapport de pression pour $E=0.7$ kV/mm et $A/B=1$.

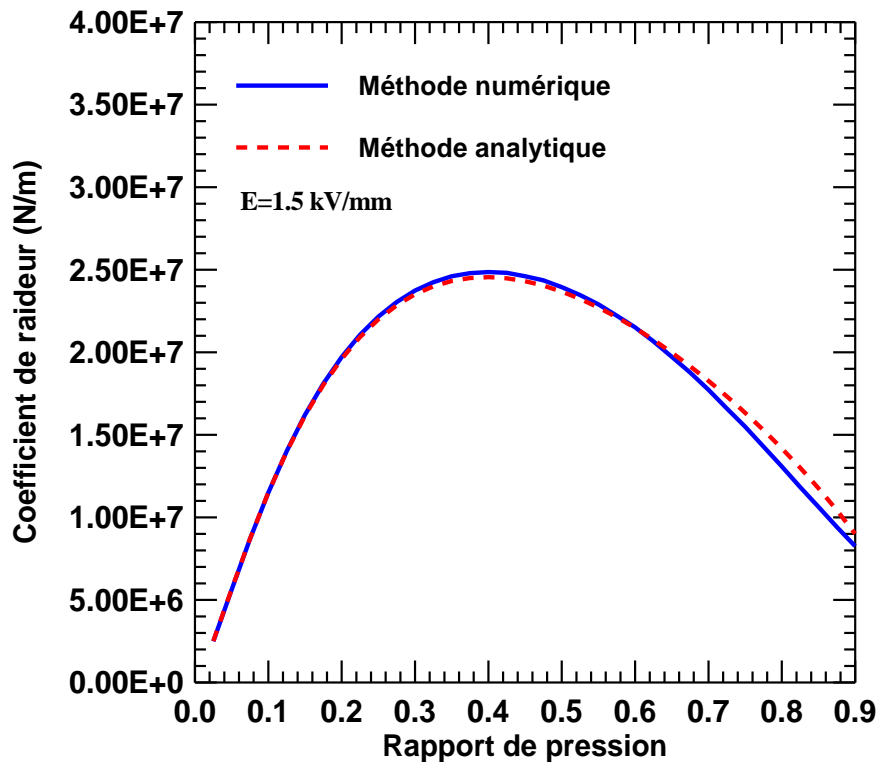


Figure 3.6. Comparaison entre les résultats numériques et analytiques: variation du coefficient de raideur en fonction de rapport de pression pour $E=1.5$ kV/mm et $A/B=1$.

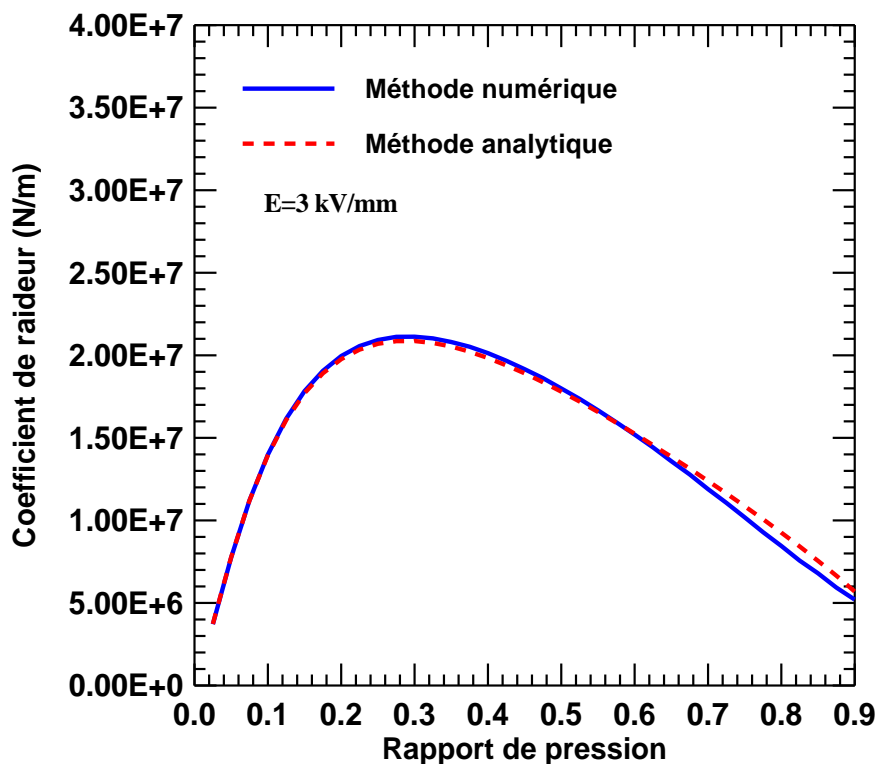


Figure 3.7. Comparaison entre les résultats numériques et analytiques: variation du coefficient de raideur en fonction de rapport de pression pour $E=3$ kV/mm et $A/B=1$.

3.4. Analyse de l'épaisseur du film

L'effet du rapport de pression et du rapport de dimensions du palier sur l'épaisseur du film est présenté sur la figure 3.8 pour un rapport d'excentricité égal à zéro et un champ électrique $E=0$ kV/mm. La figure montre que l'épaisseur du film diminue en augmentant le rapport de pression et le rapport de dimensions dû à la diminution de la pression dans l'alvéole.

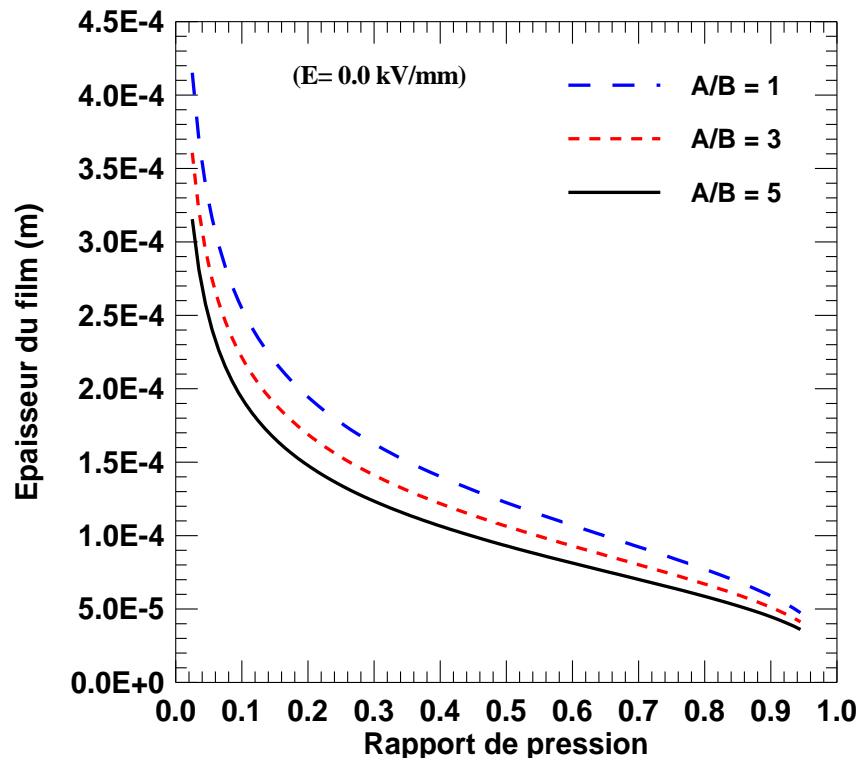


Figure 3.8. Epaisseur du film en fonction du rapport de pression pour différentes valeurs de rapport de dimensions.

3.5. Analyse du débit de lubrifiant

Les figures 3.9 et 3.10 présentent les effets du champ électrique, rapport de pression et rapport de dimensions du palier sur le débit. Les courbes montrent que le débit augmente avec le champ électrique dû à la diminution de la viscosité du fluide électrorhéologique négatif.

L'influence du champ électrique et du rapport de pression sur le débit pour un rapport de dimension $A/B=1$ est présentée sur la figure 3.9. Cette figure indique que lorsque le rapport de pression augmente de 0.38 à 0.8, le débit de lubrifiant diminue. Cette diminution peut être expliquée par l'augmentation de la pression dans l'alvéole.

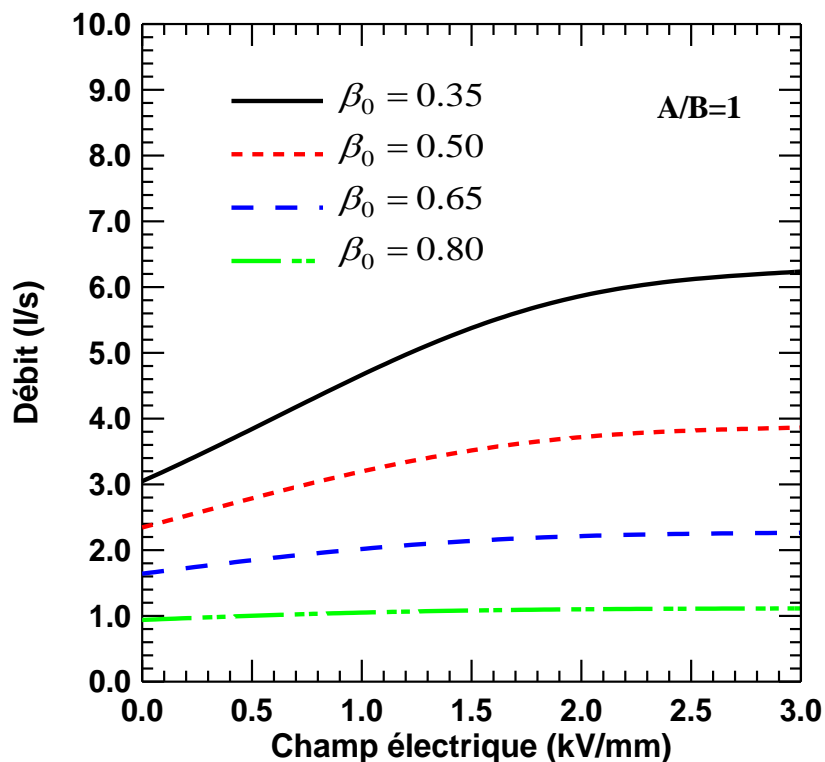


Figure 3.9. Débit en fonction du champ électrique pour différentes valeurs de rapport de pression.

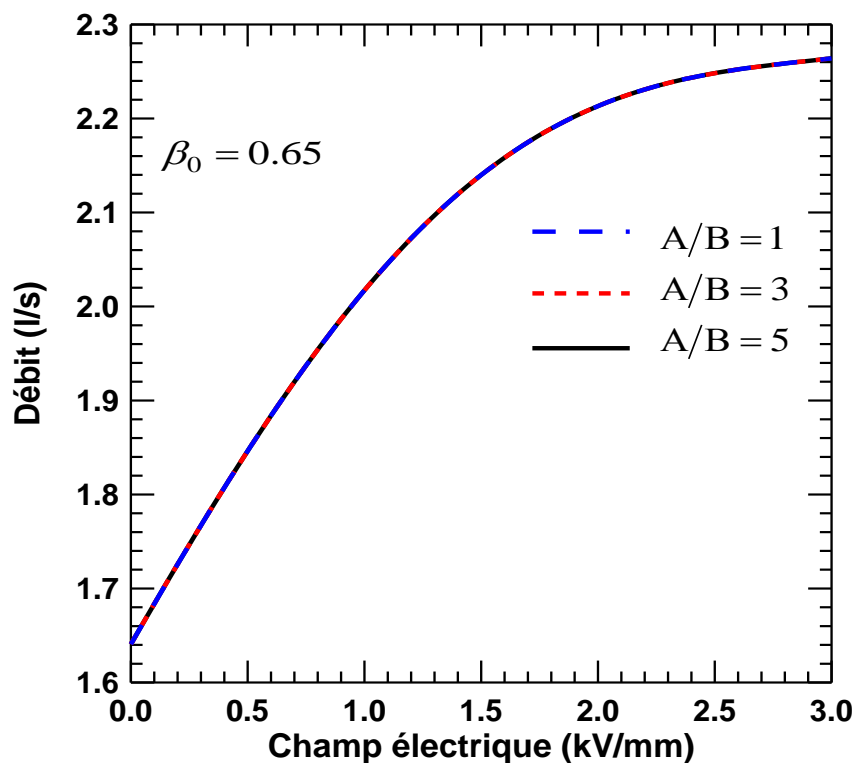


Figure 3.10. Débit en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de dimensions.

La figure 3.10 présente l'effet du champ électrique et du rapport de dimensions du palier sur le débit pour un rapport de pression égale à 0.65. Cette courbe montre que le rapport de dimensions du palier n'a aucune influence sur le débit parce que la pression dans l'alvéole est supposée être constante.

3.6. Analyse du coefficient de raideur

Les effets du champ électrique, rapport de pression et rapport de dimensions du palier sur le coefficient de raideur sont présentés dans les figures 3.11 et 3.12. Les courbes montrent que le coefficient de raideur diminue en fonction du champ électrique et du rapport de pression, et augmente en fonction du rapport de dimensions du palier.

La figure 3.11 présente les effets du champ électrique et du rapport de pression sur le coefficient de raideur pour un rapport de dimension $A/B=1$. Cette figure confirme que, pour un zéro champ électrique, le coefficient de raideur a une valeur optimale pour un rapport de pression égale à 0.65. Par ailleurs, le coefficient de raideur diminue en fonction du rapport de pression lorsque le champ électrique est supérieur à 1.5 kV/mm.

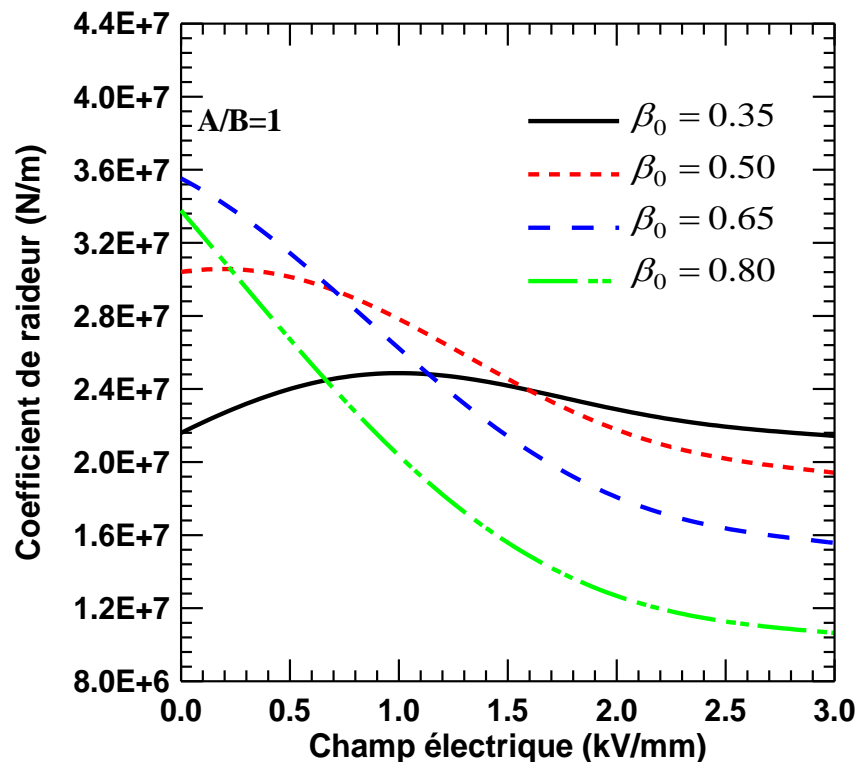


Figure 3.11. Coefficient de raideur en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de pression.

L'influence du champ électrique et du rapport de dimension sur le coefficient de raideur est présenté sur la figure 3.12 pour un rapport de pression de 0.65. Ces courbes montrent que le coefficient de raideur augmente en augmentant le rapport de dimensions du palier, ceci est dû à la diminution de l'épaisseur du film.

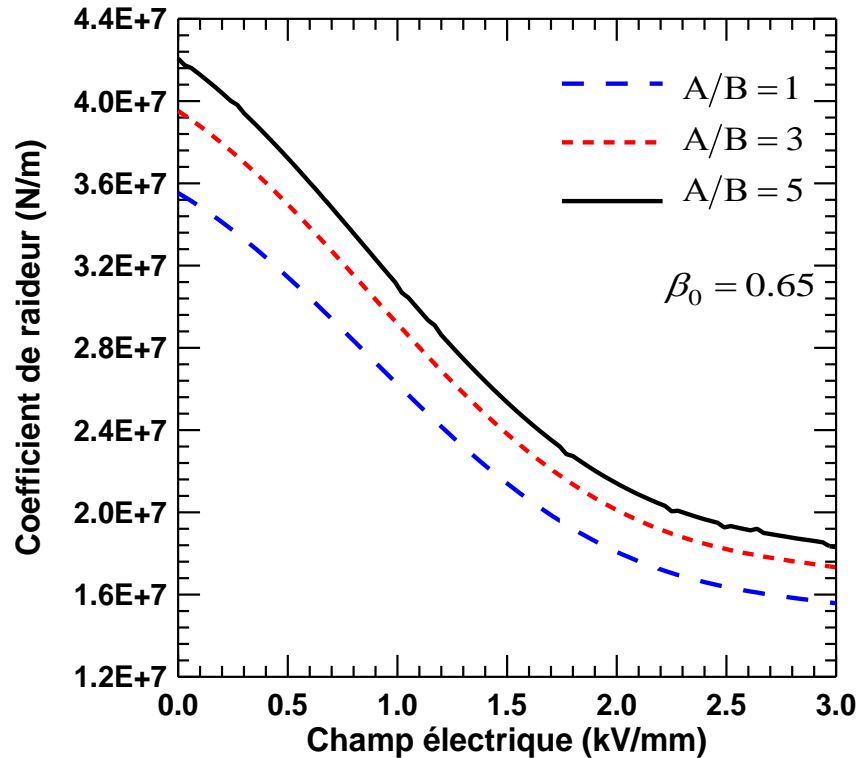


Figure 3.12. Coefficient de raideur en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de dimensions.

3.7. Analyse du coefficient d'amortissement

Les figures 3.13 et 3.14 présentent les effets du champ électrique, rapport de pression et rapport de dimensions du palier sur le coefficient d'amortissement. Cette figure montre que le coefficient d'amortissement augmente légèrement en augmentant le champ électrique, ceci est dû à la diminution de la viscosité dans les valves électrorhéologiques.

La figure 3.13 présente l'influence du champ électrique et du rapport de pression sur le coefficient d'amortissement pour un rapport de dimensions du palier $A/B=1$. Cette figure montre que lorsque le rapport de pression augmente de 0.38 à 0.8, le coefficient d'amortissement augmente, ceci est dû à la diminution de l'épaisseur du film.

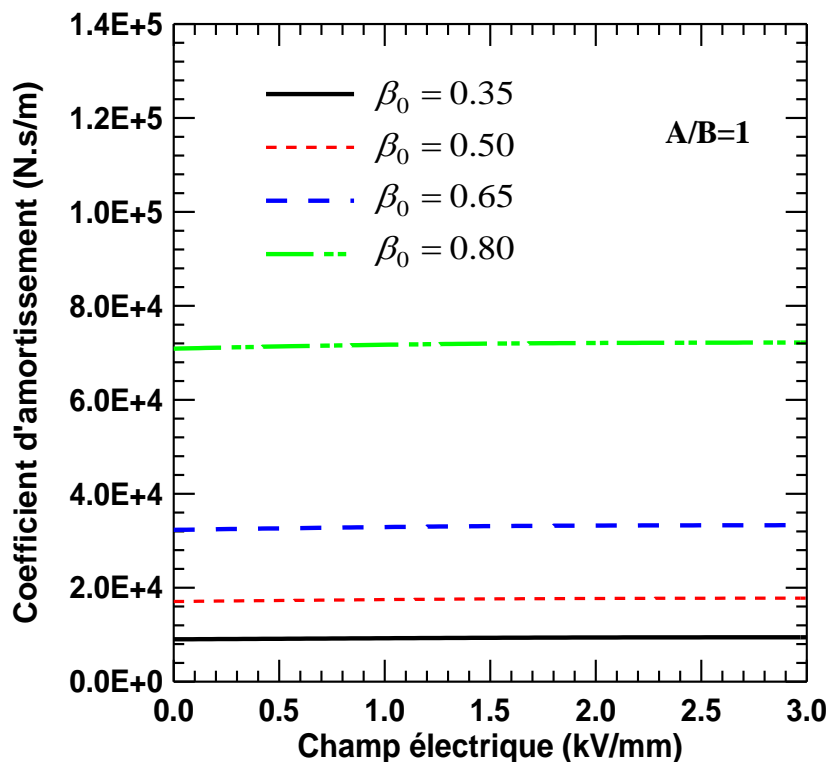


Figure 3.13. Coefficient d'amortissement en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de pression.

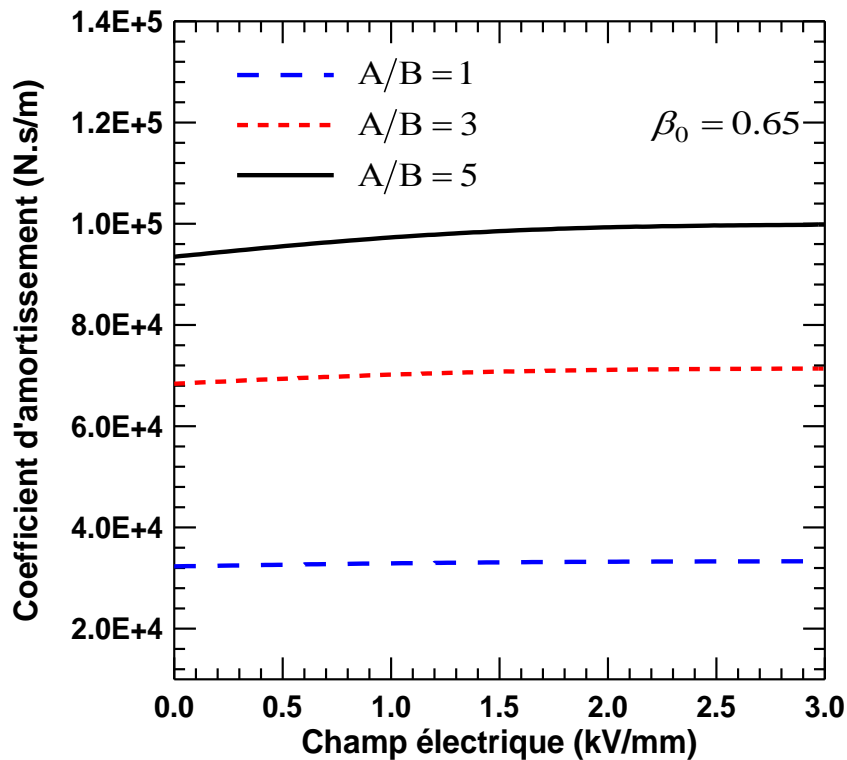


Figure 3.14. Coefficient d'amortissement en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de dimensions.

L'effet du champ électrique et du rapport de dimensions du palier sur le coefficient d'amortissement est présenté dans la figure 3.14 pour un rapport de pression égale à 0.65. Ces courbes montrent que le coefficient d'amortissement augmente fortement en augmentant le champ électrique surtout lorsque le rapport de dimension augmente. Cette augmentation peut être expliquée par la diminution de l'épaisseur du film.

3.8. Analyse de taux d'amortissement

Les figures 3.15 et 3.16 présentent les effets du champ électrique, rapport de pression et rapport de dimensions du palier sur le taux d'amortissement $\zeta = C_p / 2\sqrt{K_p / M}$. On peut observer que le taux d'amortissement augmente significativement avec le champ électrique à cause de la diminution du coefficient de raideur.

L'influence du champ électrique et du rapport de pression sur le taux d'amortissement est présenté dans la figure 3.15 pour un rapport de dimension $A/B=1$. Cette figure montre que le taux d'amortissement augmente en augmentant le rapport de pression, ceci est dû à la diminution de l'épaisseur du film.

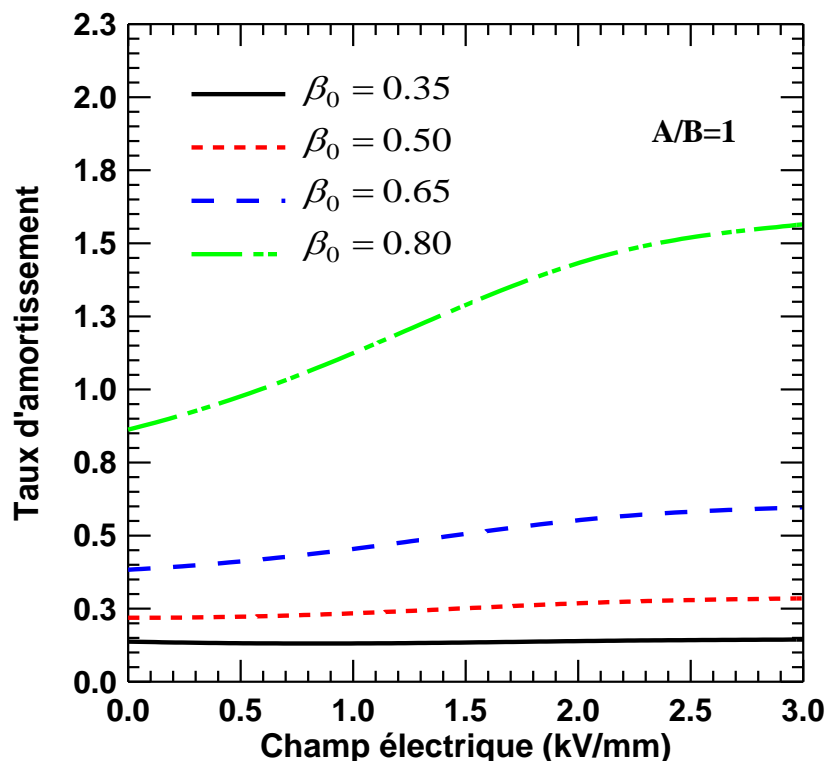


Figure 3.15. Taux d'amortissement en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de pression.

La figure 3.16 présente l'effet du champ électrique et du rapport de dimensions du palier sur le taux d'amortissement pour un rapport de pression égale à 0.65. On peut observer que le taux d'amortissement augmente fortement en fonction du rapport de dimension, ceci est dû à la diminution de l'épaisseur du film comme présenté sur la figure 3.4.

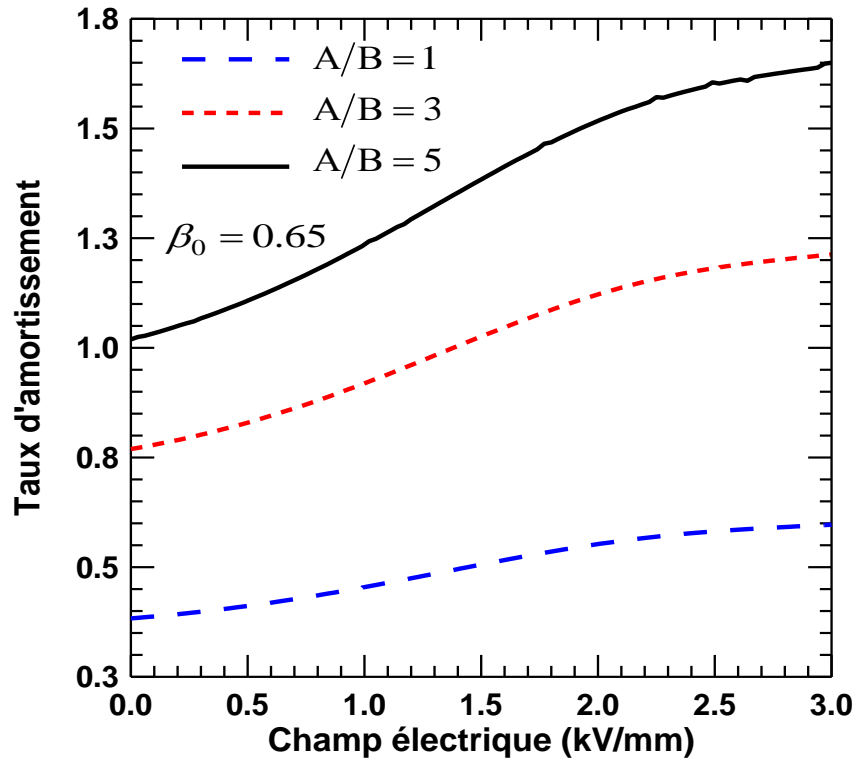


Figure 3.16. Taux d'amortissement en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de dimensions.

3.9. Analyse de la fréquence naturelle

Les effets du champ électrique, rapport de pression et rapport de dimensions du palier sur la fréquence naturelle sont présentés dans les figures 3.17 et 3.18.

La figure 3.17 présente l'influence du champ électrique et du rapport de pression sur la fréquence naturelle pour un rapport de dimension $A/B=1$. Ces courbes montrent que la plus grande valeur de la fréquence naturelle est obtenue pour un rapport de pression égale à 0.65 et un champ électrique nul. D'autre part, la fréquence naturelle diminue en fonction du champ électrique à cause de la diminution du coefficient de raideur comme présenté sur la figure 3.9.

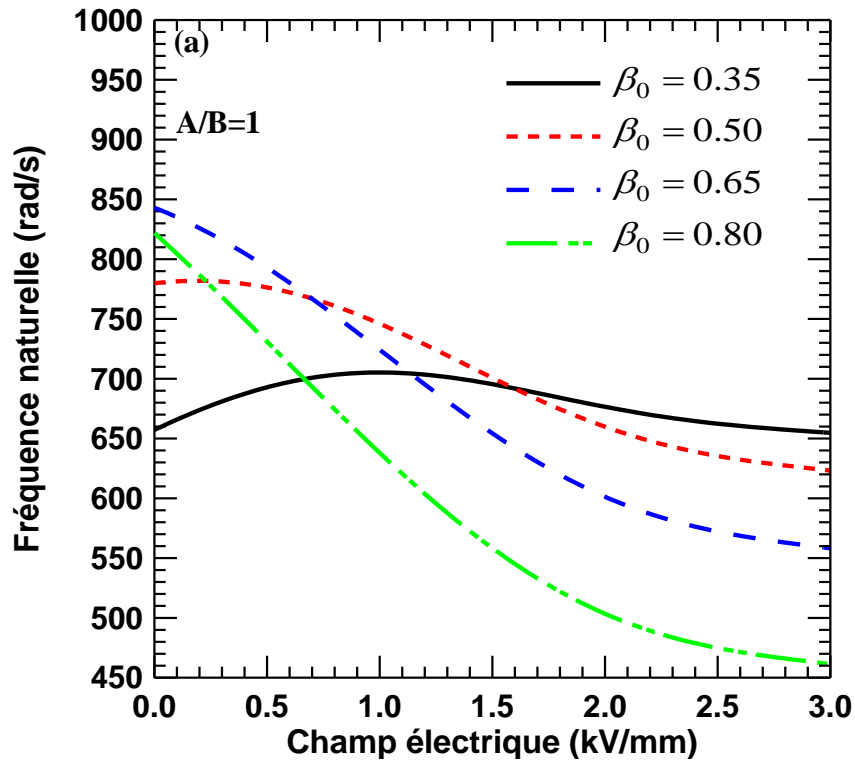


Figure 3.17. Fréquence naturelle en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de pression.

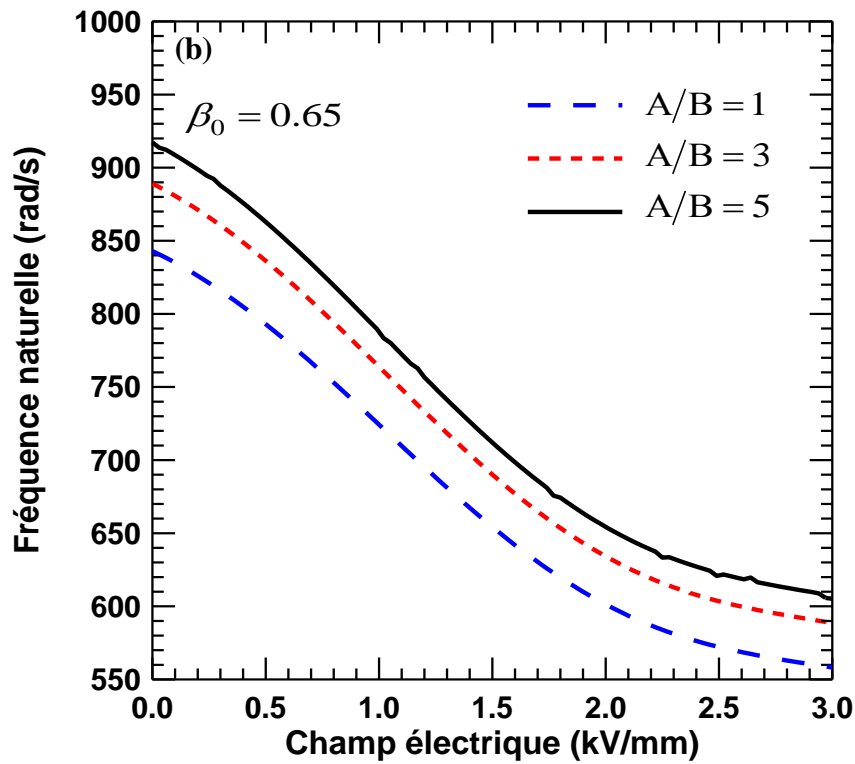


Figure 3.18. Fréquence naturelle en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de dimensions.

L'influence du champ électrique et du rapport de dimension du palier sur la fréquence naturelle est présenté dans la figure 3.18 pour un rapport de pression égale à 0.65. Cette figure montre que la fréquence naturelle augmente en augmentant le rapport de dimension du palier, ceci est dû à l'augmentation du coefficient de raideur.

3.10. Analyse de vibration de rotor

L'amplitude de vibration et les forces transmises sont calculées pour une excentricité $e = 0.2$ en utilisant les valeurs des coefficients de raideur et d'amortissement obtenues pour un rapport de pression $\beta = 0.65$.

Tableaux 3.2. Coefficients de raideur et d'amortissement pour $\beta = 0.65$

E (kV/mm)	K_{pi} (N/m)	C_{pi} (N.s/m)
0.0	3.600210E+07	35962.21
0.7	2.855544E+07	36441.46
1.0	2.439201E+07	36610.09
1.5	1.952655E+07	36810.73
3.0	1.333090E+07	37064.01

3.10.1. Organigramme de calcul

L'organigramme de calcul de l'amplitude de vibration et la force transmise au bâti en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ électrique est présenté dans la figure 3.19.

3.10.2. Analyse de l'amplitude de vibration

L'effet du champ électrique sur l'amplitude de vibration est présenté dans la figure 3.20. Les courbes montrent que l'amplitude de vibration diminue lorsque le champ électrique augmente. Cette diminution est due à l'augmentation du taux d'amortissement avec l'application du champ électrique.

3.10.3. Analyse de la force de transmissibilité

La figure 3.21 présente l'influence du champ électrique sur la force transmise au bâti. Cette figure montre que la force de transmise diminue en fonction du champ électrique à cause de l'augmentation de l'amortissement.

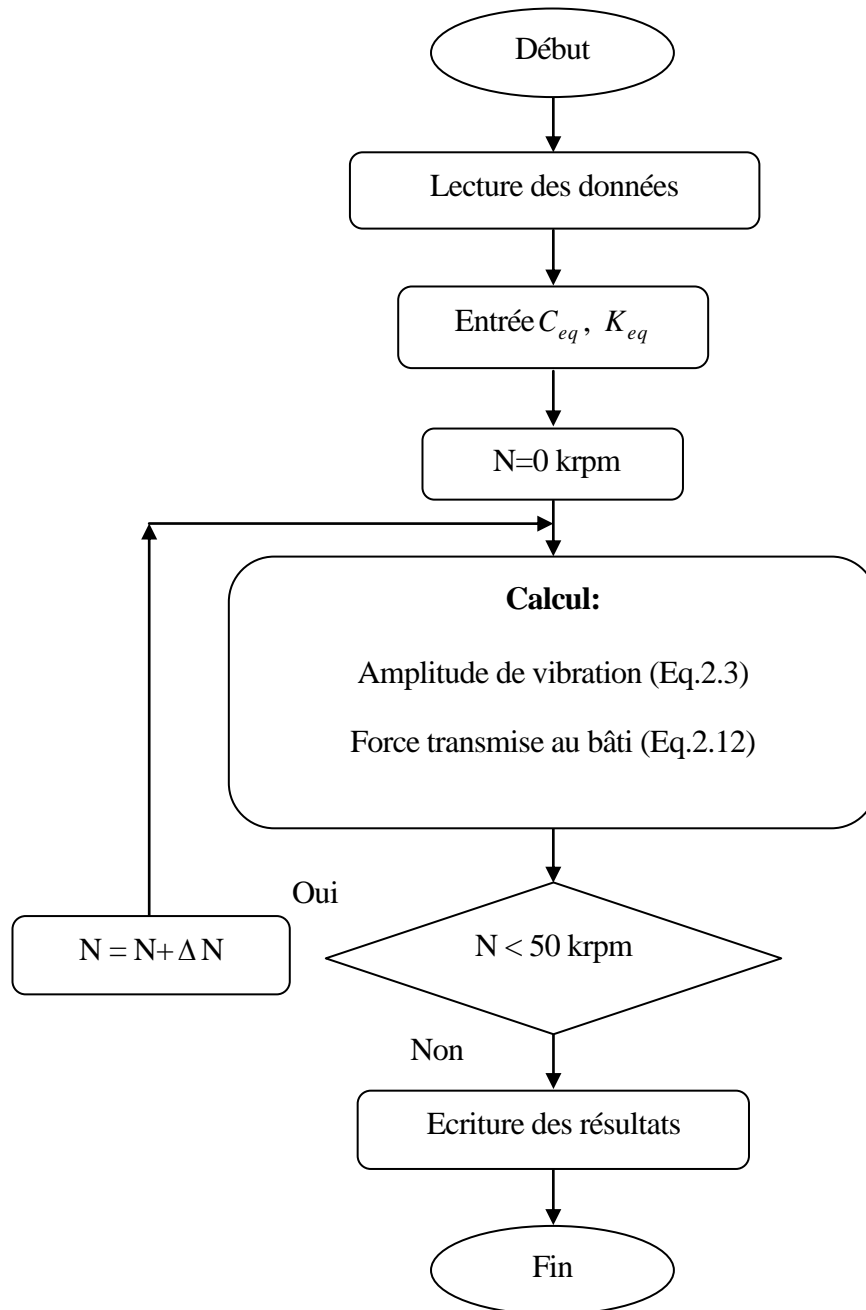


Figure 3.19. Organigramme de calcul de l'amplitude de vibration et la force transmise.

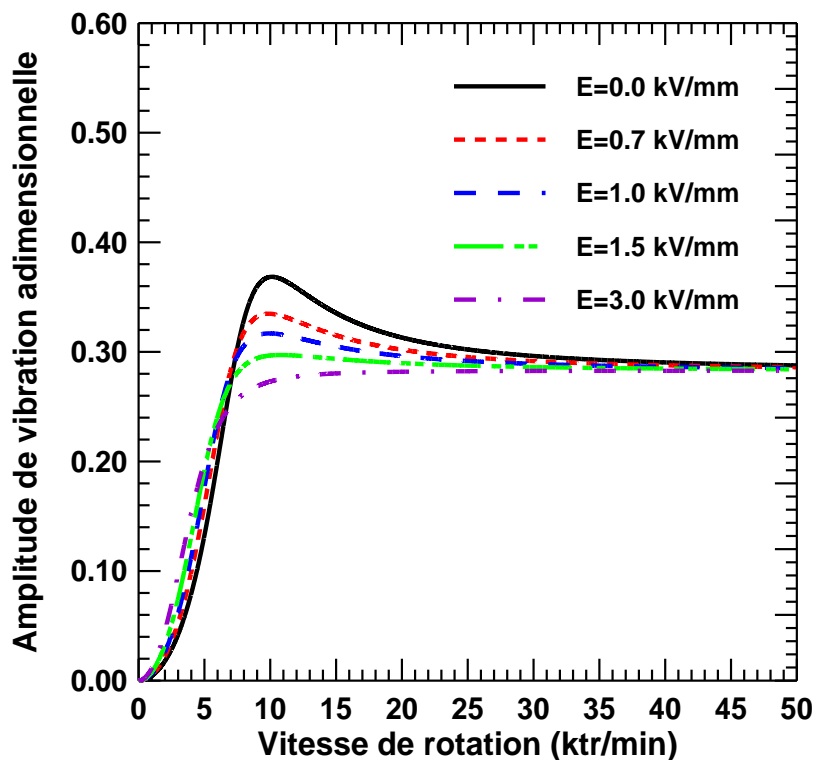


Figure 3.20. Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ électrique.

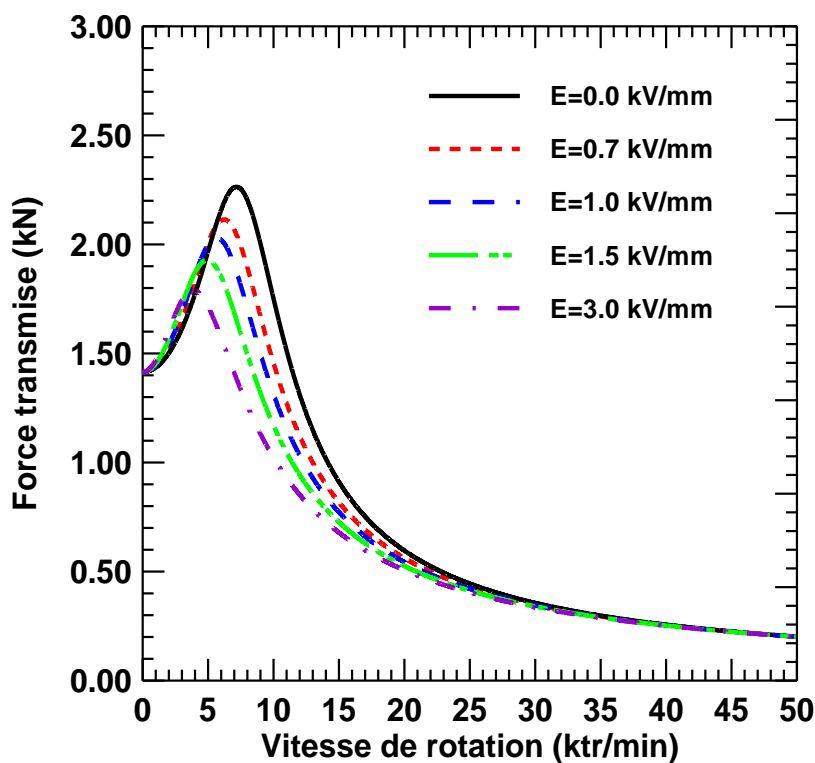


Figure 3.21. Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ électrique.

3.11. Conclusion

Nous avons présenté et interprété dans ce chapitre les résultats obtenus concernant les caractéristiques de performance en fonction du champ électrique, rapport de pression et rapport de dimensions du patin, ainsi que l'influence du champ électrique sur l'amplitude de vibration et la force transmise.

La comparaison entre l'approche numérique avec l'approche analytique a été aussi présentée. Les résultats trouvés du modèle analytique confirment bien ceux du modèle numérique.

Les résultats ont montré que l'utilisation d'un fluide électrorhéologique négatif dans une valve électrorhéologique a donné de bonnes caractéristiques dynamiques et que l'amplitude de vibration et la force transmise ont été contrôlées efficacement par cette technique.

Conclusion générale

L'objectif de cette thèse est d'étudier les caractéristiques de performances d'un palier fluide hydrostatique à trois patins lubrifiés par un fluide électrorhéologique négatif à travers trois valves électrorhéologiques en utilisant la méthode numérique en modèle linéaire.

Les caractéristiques statiques et dynamiques ont été étudiées en fonction du champ électrique pour différentes valeurs du rapport de pression et du rapport de dimensions du patin hydrostatique.

Une étude sur l'amplitude de vibration et la force transmise au palier en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ électrique a été aussi présentée.

Les résultats obtenus peuvent être résumés comme suit:

- Le débit de lubrifiant augmente en augmentant le champ électrique, ceci est dû à la diminution de la viscosité;
- Le coefficient de raideur diminue en fonction du champ électrique et du rapport de pression, et il augmente avec l'augmentation du rapport de dimensions du palier;
- Une augmentation significative du taux d'amortissement lorsque le champ électrique augmente, ceci est dû à la diminution du coefficient de raideur. Cette augmentation devient plus importante lorsque le rapport de pression et le rapport de dimension du palier augmentent;
- La fréquence naturelle diminue en fonction du champ électrique à cause de la diminution du coefficient de raideur;
- Il convient de noter que les caractéristiques dynamiques d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentées par un fluide négatif à travers des valves électrorhéologiques peuvent être modifiées considérablement en appliquant un champ électrique;

Conclusion générale et perspectives

- Afin de contrôler l'amplitude de vibration et les forces transmises au palier, il suffit d'activer le fluide électrorhéologique négatif lors de passage de la vitesse critique.

Cette étude démontre que la viscosité du fluide électrorhéologique négatif dans la valve peut être contrôlée par l'application du champ électrique, et que cette conception peut être appliquée efficacement pour réduire les vibrations et les forces transmises d'un rotor rigide/flexible.

Perspectives

Comme perspectives, nous allons envisager de faire une étude sur l'effet du fluide électrorhéologique négatif sur le comportement dynamique non-linéaire d'une ligne d'arbre montée sur des paliers fluides à patins hydrostatiques contrôlés par des valves électrorhéologiques.

Références bibliographiques

- [1] Roger GOJON, Critères de choix d'un palier, Technique de l'ingénieur, B 5300.
- [2] Michel MORET, Pascal GUAY, Roulements - Les différents types et montages, Technique de l'ingénieur, BM 5 370.
- [3] Juvinall, Robert C., and Kurt M. Marshek. Fundamentals of machine component design. Vol. 83. New York: John Wiley & Sons, 2006.
- [4] Bouzidane A. " Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors ", Thèse de Doctorat, Université du Québec, 2007
- [5] Collins, Jack A., Henry R. Busby, and George H. Staab. Mechanical design of machine elements and machines: a failure prevention perspective. John Wiley & Sons, 2010.
- [6] Schmid, Steven R., Bernard J. Hamrock, and Bo O. Jacobson. Fundamentals of Machine Elements: SI Version. CRC Press, 2014.
- [7] Jean-Paul YONNET, Paliers et butées magnétiques passifs, Technique de l'ingénieur, D 3 568, 2002.
- [8] Bleuler, Hannes, et al. Magnetic bearings: theory, design, and application to rotating machinery. Eds. Gerhard Schweitzer, and Eric H. Maslen. Springer Science & Business Media, 2009.
- [9] Victor Iannello, Advances in magnetic bearings, ScD, CEO, Synchrony, Inc. Consulté le: 04/12/2016. Disponible sur: <http://www.synchrony.com/knowledge/how-magnetic-bearings-work.php>
- [10] A general guide to hydrodynamic bearings, Kingsbury, Inc. Consulté le: 24/11/2016. Disponible sur: http://www.kingsbury.com/hydrodynamic_bearings.shtml
- [11] Malcolm E. Leader, P.E., Understanding journal bearings, Applied Machinery Dynamics Co., Durango, Colorado.
- [12] San Andrés, Luis. "Squeeze Film Dampers." Encyclopedia of Tribology. Springer US, 2013. 3252-3263.

Références bibliographiques

- [13] Rippel, Harry C. "Design of hydrostatic bearings." *Machine Design* 35.16 (1963): 108-117.
- [14] Torres-Díaz, I., and C. Rinaldi. "Recent progress in ferrofluids research: novel applications of magnetically controllable and tunable fluids." *Soft matter* 10.43 (2014): 8584-8602.
- [15] Raj, K., and R. J. Boulton. "Ferrofluids—properties and applications." *Materials & Design* 8.4 (1987): 233-236.
- [16] EFH1 Ferrofluid 20ml with 90mm Petri Dish & Pipette - Science & Art. Disponible sur: http://www.first4magnets.com/other-c89/efh1-ferrofluid-20ml-with-90mm-petri-dish-pipette-science-art-p6440#ps_1-2349.
- [17] Scherer, Claudio, and Antonio Martins Figueiredo Neto. "Ferrofluids: properties and applications." *Brazilian Journal of Physics* 35.3A (2005): 718-727.
- [18] Milosevic, Irena, Laurence Motte, and Frederic Mazaleyrat. "Ferrofluides-Nanoparticules superparamagnétiques." *Techniques de l'Ingénieur* (2011): N-4.
- [19] Carmignani, C., P. Forte, and E. Rustighi. "Design of a novel magneto-rheological squeeze-film damper." *Smart Materials and Structures* 15.1 (2006): 164.
- [20] Kim, Keun-Joo, Chong-Won Lee, and Jeong-Hoi Koo. "Design and modeling of semi-active squeeze film dampers using magneto-rheological fluids." *Smart Materials and Structures* 17.3 (2008): 035006.
- [21] Zapoměl, Jaroslav, Petr Ferfecki, and Paola Forte. "A computational investigation of the transient response of an unbalanced rigid rotor flexibly supported and damped by short magnetorheological squeeze film dampers." *Smart Materials and Structures* 21.10 (2012): 105011.
- [22] Winslow WM. Method and means for translating electrical impulses into mechanical force. Patent 2,417,850,USA, 1947.
- [23] W. Wen, X. Huang, P. Sheng, Electro-rheological fluids: structures and mechanisms, *Soft Matter* 4 (2008) 200.
- [24] HALSEY, THOMASC. "Electrorheological fluids." *Science* 258.5083 (1992): 761-766.
- [25] T. Hao, Electro-rheological suspensions, *Adv. Colloid Interface Sci.* 97, 1-35, 2002.
- [26] Parthasarathy, Mukund, and Daniel J. Klingenberg. "Electrorheology: mechanisms and models." *Materials Science and Engineering: R: Reports* 17.2 (1996): 57-103.

Références bibliographiques

- [27] J.-N. Foulc, P. Atten, N. Félici, Macroscopic model of interaction between particles in an electrorheological fluid, *Journal of Electrostatics* 33 (1994) 103-112.
- [28] P. Atten, C. Boissy and J.-N. Foulc, The role of conduction in electrorheological fluids from interaction between particles to structuration of suspensions, *Journal of Electrostatics* 40&41 (1997) 3-12.
- [29] Wang, J., et al. "Dynamic performance and control of squeeze mode MR fluid damper–rotor system." *Smart Materials and Structures* 14.4 (2005): 529.
- [30] W. Wen, X. Huang, S. Yang, K. Lu and P. Sheng, The giant electro-rheological effect in suspensions of nanoparticles, *Nat. Mater.*, 2003, 2, 727.
- [31] J. Hou, L. Shi, Q. Zhu, Electro-rheological properties and structure of (BaTiO(C₂O₄)₂/NH₂CONH₂), *Journal of Solid State Chemistry* 179 (2006) 1874–1878.
- [32] X. Huang, W. Wen, S. Yang, P. Sheng, Mechanisms of the giant electro-rheological effect, *Solid State Communications* 139 (2006) 581–588.
- [33] J. B. Yin, X. P. Zhao, Giant electro-rheological activity of high surface area mesoporous cerium-doped TiO₂ templated by block copolymer, *Chemical Physics Letters* 398 (2004) 393–399.
- [34] B. X. Wang, X. P. Zhao, Y. Zhao, C. L. Ding, Titanium oxide nanoparticle modified with chromium ion and its giant electro-rheological activity, *Composites Science and Technology* 67 (2007) 3031–3038.
- [35] Y. Cheng, J. Guo, G. Xu, P. Cui, X. Liu, F. Liu, J. Wu, Electro-rheological property and microstructure of acetamide-modified TiO₂ nanoparticles, *Colloid Polym Sci* (2008) 286:1493–1497.
- [36] WANG Baoxiang, ZHAO Xiaopeng & YAO Yuan, Electro-rheological fluid of kaolinite-based ternary nanocomposite and its properties, *Science in China Ser. E Engineering and Materials Science* 2005 Vol.48 No.5 496-509.
- [37] Hongzhe Tang, Junhui He, Jacques Persello, Giant electrorheological effects of aluminum-doped TiO₂ nanoparticles, *Particuology* 8 (2010) 442–446.
- [38] X. Gong, J. Wu, X. Huang, W. Wen, P. Sheng, Influence of liquid phase on nanoparticules-based giant electro-rheological fluid, *Nanotechnology* 19 (2008) 165602.
- [39] C. Boissy, P. Atten and J.N. Foulc, On the negative electro-rheological effect, *J.*

Références bibliographiques

- Electrostatics* 35, 13-20(1995).
- [40] Ko, Young Gun, and Ung Su Choi. "Negative electrorheological fluids." *Journal of Rheology (1978-present)* 57.6 (2013): 1655-1667.
- [41] Kimura, H., et al. "Positive and negative electro-rheological effect of liquid blends." *Journal of non-newtonian fluid mechanics* 76.1 (1998): 199-211.
- [42] Lobry, L., and E. Lemaire. "Viscosity decrease induced by a DC electric field in a suspension." *Journal of electrostatics* 47.1 (1999): 61-69.
- [43] Mitsumata, Tetsu, and Kousuke Sugitani. "Negative electrorheological effect of silicone gels containing barium titanate." *Macromolecular rapid communications* 25.8 (2004): 848-852.
- [44] Lozano, Karen, et al. "Electrorheological analysis of nano laden suspensions." *Journal of colloid and interface science* 297.2 (2006): 618-624.
- [45] Ramos-Tejada, M. M., F. J. Arroyo, and A. V. Delgado. "Negative electrorheological behavior in suspensions of inorganic particles." *Langmuir* 26.22 (2010): 16833-16840.
- [46] Cetin, B., H. I. Unal, and O. Erol. "The negative and positive electrorheological behavior and vibration damping characteristics of colemanite and polyindene/colemanite conducting composite." *Smart Materials and Structures* 21.12 (2012): 125011.
- [47] Ko, Young Gun, et al. "Positive and negative electrorheological response of alginate salts dispersed suspensions under electric field." *ACS applied materials & interfaces* 5.3 (2013): 1122-1130.
- [48] Bonneau, Olivier and Jean Frêne (1997), "Non-linear behavior of a flexible shaft partly supported by a squeeze film damper," *Wear* 206.1, pp. 244-250.
- [49] Nikolajsen, J. L., and M. S. Hoque. "An electroviscous damper for rotor applications." *Journal of Vibration and Acoustics* 112.4 (1990): 440-443.
- [50] Morishita, Shin, and Jun'ichi Mitsui. "Controllable squeeze film damper (an application of electro-rheological fluid)." *Journal of vibration and acoustics* 114.3 (1992): 354-357.
- [51] Tichy, John A. "Behavior of a squeeze film damper with an electrorheological fluid." *Tribology transactions* 36.1 (1993): 127-133.
- [52] Jung, Si Young, and Seung-Bok Choi. "Analysis of a short squeeze-film damper operating with electrorheological fluids." *Tribology transactions* 38.4 (1995): 857-862.

Références bibliographiques

- [53] Ahn, Young Kong, Bo-Suk Yang, and Shin Morishita. "Directionally controllable squeeze film damper using electro-rheological fluid." *Journal of vibration and acoustics* 124.1 (2002): 105-109.
- [54] G Nikolakopoulos, P., and C. A. Papadopoulos. "Controllable high speed journal bearings, lubricated with electro-rheological fluids. An analytical and experimental approach." *Tribology International* 31.5 (1998): 225-234.
- [55] Yao Guozhi, Meng Guang, Qui Yang. Electro-rheological multilayer squeeze film damper and its application to vibration control of rotor system. *J Vibr Acoust* 2000;122(1):7–11.
- [56] Zhang, Y. *et al.* "Study on properties of Electrorheological fluid and its application in machining vibration control." *International Journal of Modern Physics B* 19.07n09 (2005): 1710-1716.
- [57] Lim, S., Sang-Min Park, and Kab-Il Kim.(2005), "AI vibration control of high-speed rotor systems using electrorheological fluid." *Journal of sound and vibration* 284.3,pp. 685-703.
- [58] Peng, Jie, and Ke-Qin Zhu. "Effects of electric field on hydrodynamic characteristics of finite-length ER journal bearings." *Tribology international* 39.6 (2006): 533-540.
- [59] Sun, Y. and Thomas M.(2010), "Control of torsional rotor vibrations using an electrorheological fluid dynamic absorber." *Journal of Vibration and Control*, 1077546309359759.
- [60] Bauer J and Daniel GB. Modelling and testing of an ERF vibration damper for light rotors with large amplitudes. In: Proceedings of COBEM 2011, 21 st International Congress of Mechanical Engineering, Natal, RN, Brazil, 24–28 October 2011. ABCM.
- [61] Patil, S. S., Gawade, S. S., and Patil, S. R. (2011), "Electrorheological fluid damper for vibration reduction in rotary system," *Int J Fluids Eng*, 3(3), pp.325-333.
- [62] Jagadish, H. P. and Ravikumar, L. (2013), "Effect of Temperature and Electric Field on the Damping and Stiffness Characteristics of ER Fluid Short Squeeze Film Dampers," *Advances in Tribology*, 2013.
- [63] Kumar, B. R., and S. Ranganatha. "A Study of Stiffness and Damping Characteristics of Conventional Fluid and Smart Fluid Applied to Squeeze Film Damper." *Int J Innovative Technol Exploring Eng* 3 (2013): 30-34.
- [64] Lee, Yong-Bok. "Behavior Analysis of Controllable Electrorheology Fluid Plain Journal

Références bibliographiques

- Bearings." *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 137.6 (2015): 061013.
- [65] Pecheux, Benjamin, Olivier Bonneau, and Jean Frêne. "Investigation about electrorheological squeeze film damper applied to active control of rotor dynamic." *International Journal of Rotating Machinery* 3.1 (1997): 53-60.
- [66] Bouzidane, A., and Thomas.M. (2008), "An electrorheological hydrostatic journal bearing for controlling rotor vibration." *Computers & structures* 86.3, pp.463-472.
- [67] Bouzidane, A., and Thomas, M. (2012), "Non Linear Transient Response of a Flexible Shaft Controlled by Electro-rheological Hydrostatic Squeeze Film Dampers," In *Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations*. Springer Berlin Heidelberg. pp. 33-40.
- [68] Bouzidane A and Thomas M. Nonlinear dynamic analysis of a flexible shaft supported by smart hydrostatic squeeze film dampers. *J Tribol* 2013; 135: 031701–1, 031701-9.
- [69] Bouzidane A. and Thomas M., (March 2013). Nonlinear Dynamic Analysis of a Rigid Rotor Supported by a Three-Pad Hydrostatic Squeeze Film Dampers, *Tribology transactions*, Taylor & Francis group, 717-727.
- [70] Adams, M.L. and Zahloul, H. (1987), "Attenuation of rotor vibration using controlled-pressure hydrostatic squeeze film dampers," *Eleventh Biennial, ASME Vibrations Conference*, Boston, MA, 9, pp. 99-108.
- [71] Rippel, H.C., (1964), *Cast Bronze Hydrostatic Bearing Design Manual*, Mechanical and Nuclear Engineering Division the Franklin Institute Philadelphia, pp.6-24.
- [72] Frêne, J., Nicolas, D., Degueurce, B., Berthe, D., and Godet, M. (1997), "Hydrodynamic lubrication: bearings and thrust bearings," 33, Elsevier.